



KFA




KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH
GESELLSCHAFT MIT BESCHRÄNKTER HAFTUNG
Institut für Reaktorentwicklung

**Berechnung der Wärmeabfuhr durch
Naturkonvektion im stationären Bereich
bei gasgekühlten Reaktoren mit Hilfe
des Computer-Programms „NAKOSTA“**

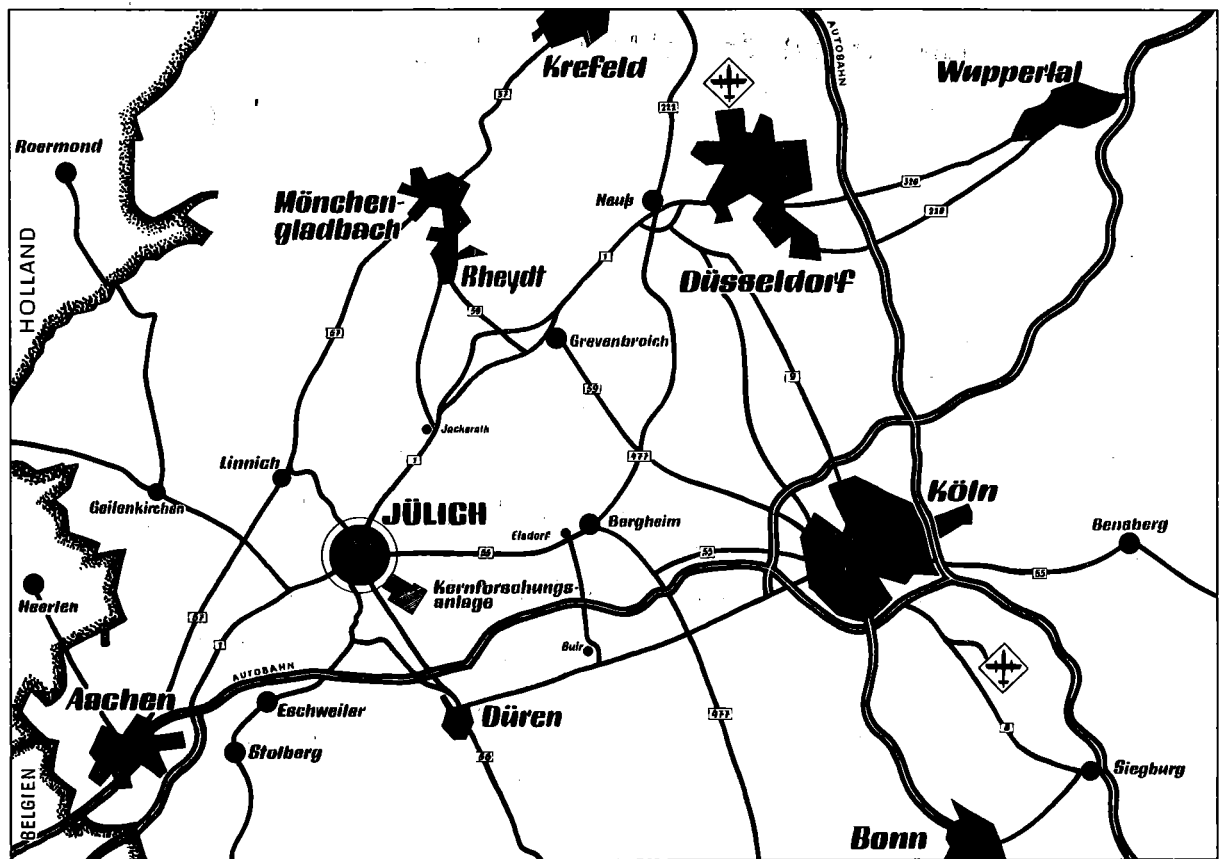
von

J. Singh und K. U. Schneider

Jül - 770 - RG
Juni 1971



Als Manuskript gedruckt



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 770
Institut für Reaktorentwicklung - Jül - 770 - RG

Dok.: Convection - Reactors, Gas-Cooled
 Reactors, Gas-Cooled - Convection

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
 Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Berechnung der Wärmeabfuhr durch
Naturkonvektion im stationären Bereich
bei gasgekühlten Reaktoren mit Hilfe
des Computer-Programms „NAKOSTA“**

von

J. Singh und K. U. Schneider

CALCULATION OF HEAT REMOVAL BY NATURAL CONVECTION
IN THE STATIONARY REGION
OF GAS-COOLED REACTORS
BY THE COMPUTER PROGRAM "NAKOSTA"

by

J. Singh
K.U. Schneider

A computer program NAKOSTA (Natural Convection in the STA-tionary Condition) was made which enables to calculate the heat transport by natural convection with a given course of surface temperature along a defined, closed circuit. This circuit consists in essential of a heat-supplying and a heat-removing component. These two main components are divided into some axial zones in order to determine most exactly the local coolant-temperatures with a given mass flow under consideration of the corresponding heat transfer coefficient or overall heat transfer coefficient. At the same time, the local coefficients of pressure loss and thereby the local factors of pressure loss are calculated. An iteration procedure determines buoyancy and pressure loss along the circuit with the corresponding mass flow, and the removable heat amount per unit time.

Some examples show different cooler arrangements and gases (helium, air, CO₂) and their effect to removable heat amounts at various system pressures. This shows that with CO₂ at system pressures between 10 and 20 bar and with the application of an optimized finned cooler an after-heat amount of more than 1 % of the thermal core power by normal operation can be removed. The same amount of after-heat could also be removed under these pressures with a tube cooler by using helium. The application of different fuel element types in the core, however, did not show a significant difference in after-heat removal.

A.C.W.

BERECHNUNG DER WÄRMEABFUHR DURCH NATURKONVEKTION
IM STATIONÄREN BEREICH
BEI GASGEKÜHLTEN REAKTOREN
MIT HILFE DES COMPUTER-PROGRAMMS "NAKOSTA"

von

J. Singh
K.U. Schneider

ZUSAMMENFASSUNG

Es wurde ein Computerprogramm NAKOSTA (Naturkonvektion im stationären Zustand) erstellt, mit dem es möglich ist, die Wärmeabfuhr durch Naturkonvektion bei gegebenem Oberflächentemperaturverlauf entlang eines definierten, geschlossenen Kreislaufs zu berechnen. Dieser Kreislauf besteht im wesentlichen aus einem wärmezuführenden- und einem wärmeabführenden Teil. Diese beiden Hauptteile werden in mehrere Axialzonen aufgeteilt, um die örtlichen Kühlmitteltemperaturen bei gegebenem Massenstrom unter Berücksichtigung der jeweiligen Wärmeübergangs- bzw. Wärmedurchgangszahlen möglichst genau zu ermitteln. Gleichzeitig werden die örtlichen Druckverlustbeiwerte und damit die örtlichen Druckverlustfaktoren berechnet. Durch ein Iterationsverfahren werden der Auftrieb und der Druckverlust entlang des Kreislaufs und der dazugehörige Massenstrom ermittelt und weiterhin die abführbare Wärmemenge pro Zeiteinheit bestimmt.

In einigen Beispielen werden verschiedene Kühleranordnungen und Gase (He, Luft, CO₂) in ihrer Auswirkung auf die bei verschiedenen Systemdrücken abführbare Wärmemengen gezeigt. Daraus ist zu entnehmen, daß mit CO₂ bei Systemdrücken zwischen 10 und 20 bar und bei Verwendung eines optimierten Rippenkühlers ein Nachwärmebetrag von über 1 % der thermischen Leistung des Cores bei Normalbetrieb abgeführt werden kann. Der gleiche Nachwärmebetrag kann bei diesen Drücken mit einem Röhrenkühler unter Verwendung von Helium ebenfalls abgeführt werden. Bei Verwendung verschiedener Brennelementtypen im Core zeigte sich jedoch kein großer Unterschied bei der Nachwärmeabfuhr.

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	<u>Seite</u>
1. Einleitung	1
2. Symbole und Indizes	4
3. Beschreibung der Anordnung des geschlossenen Kreislaufes zur Nachwärmeabfuhr	8
4. Theoretische Grundlagen zur Erstellung des Computerprogramms NAKOSTA	9
4.1 Allgemeine Grundlagen der Naturkonvektion	9
4.2 Temperaturverteilung des Fluids im Kreislauf	10
4.2.1 Stoffbezugstemperatur des Fluids	14
4.3 Auftrieb im Kreislauf	15
4.4 Druckverlust im Kreislauf	18
4.4.1 Reibungsdruckverluste	19
4.4.2 Umlenkungsdruckverluste	21
4.5 Berechnung der geometrischen Daten von Core und Kühler	21
4.5.1 Core	21
4.5.2 Kühler	22
4.5.2.1 Rippenkühler	22
4.5.2.2 Röhrenkühler	24
4.6 Wärmeübergang und Reibungsbeiwert in einer Axialzone	25
4.6.1 Kugelschüttung	25
4.6.2 Prismatische Kanäle	26
4.6.3 Wärmedurchgangszahl im Kühler	30
4.6.3.1 Rippenkühler	33
4.6.3.2 Röhrenkühler	34
4.7 Ermittlung der Stoffwerte (λ ; η ; c_p ; Pr ; R)	35
4.8 Berechnung des Massenstromes im Kreislauf	38
5. Beschreibung des Programms	40
5.1 Eingabe	40

		<u>Seite</u>
5.2	Aufstellung der im Programm verwendeten konstanten Größen	46
6.	Beispiele für die Nachwärmeabfuhr aus dem Core durch Naturkonvektion	47
6.1	Aufstellung der zur Berechnung konstant angenommenen Werte	47
6.2	Optimierung des Rippenkühlers	51
6.3	Vergleich verschiedener Kühleranordnungen	54
6.4	Einfluß verschiedener Brennelementtypen	57
6.5	Anwendung verschiedener Kühlmittel für die Nachwärmeabfuhr	58
7.	Zusammenfassung	59
8	Literaturverzeichnis	60
9	Anhang (Programmliste)	61

1. Einleitung

Nach dem Abschalten eines Reaktors wird im Core eine zeitlich abklingende Wärmeleistung durch den Zerfall von Spaltprodukten erzeugt. Um eine Überhitzung von Teilen des Reaktors beim Normalabschalten bzw. Abschalten nach einem Störfall zu vermeiden, müssen Maßnahmen getroffen werden, die die Abführung einer bestimmten Wärmemenge pro Zeiteinheit gewährleisten. Zur sicheren Abführung dieser Wärmeleistung sind verschiedene Systeme mit unterschiedlichem Aufwand möglich. Die Zuverlässigkeit eines solchen Nachwärmeabfuhrsystems, auch im Störfall, wird im Wesentlichen durch die Ausfallwahrscheinlichkeit einzelner Komponenten bestimmt. Bei der hier behandelten Nachwärmeabfuhr durch Naturkonvektion ist die Zahl der dazu erforderlichen Komponenten klein und es handelt sich um ein inhärent sicheres System.

Es werden verschiedene Systeme der Naturkonvektion zur Abführung der Nachwärme untersucht und ihre Zweckmäßigkeit erwogen. Zur Betrachtung kommen nur gasgekühlte Reaktoren für den Einsatz in Kernkraftwerken nicht integrierter Bauweise. Der innere Aufbau ist in Abbildung 1 dargestellt. Es werden zwei Ausführungen des Kühlers mit unterschiedlicher Anordnung und Bauweise untersucht.

Während der Nachwärmeproduktion ändern sich ständig die Temperaturen im Core und damit die Bedingungen für die durch die Naturkonvektion abführbare Wärme. Dieses instationäre Verhalten führt zu Schwierigkeiten, die bei der Berechnung durch Rückführung auf stationäre Zustände umgangen werden.

Zu einer bestimmten Zeit nach dem Abschalten des Reaktors liegt die Verteilung der Oberflächentemperatur im Core und im Kühler über der Höhe vor. Sie wird als konstant angenommen. Durch unterschiedliche Temperaturen im Core und im Kühler stellt sich aufgrund der daraus resultierenden Dichteunterschiede im Gleichgewichtszustand ein bestimmter Massenstrom ein. Für diesen stationären Zustand der Naturkonvektion (Konstante Oberflächentemperaturen und ausgebildete Strömung) werden die vorliegenden Berechnungen durchgeführt.

Es wurde ein Computer-Programm aufgestellt, mit dem die Nachwärmabfuhr bei verschiedenen Reaktorauslegungen, Systemdrücken, verschiedenen Gasen und den unterschiedlichen Kühlerausführungen berechnet werden kann.

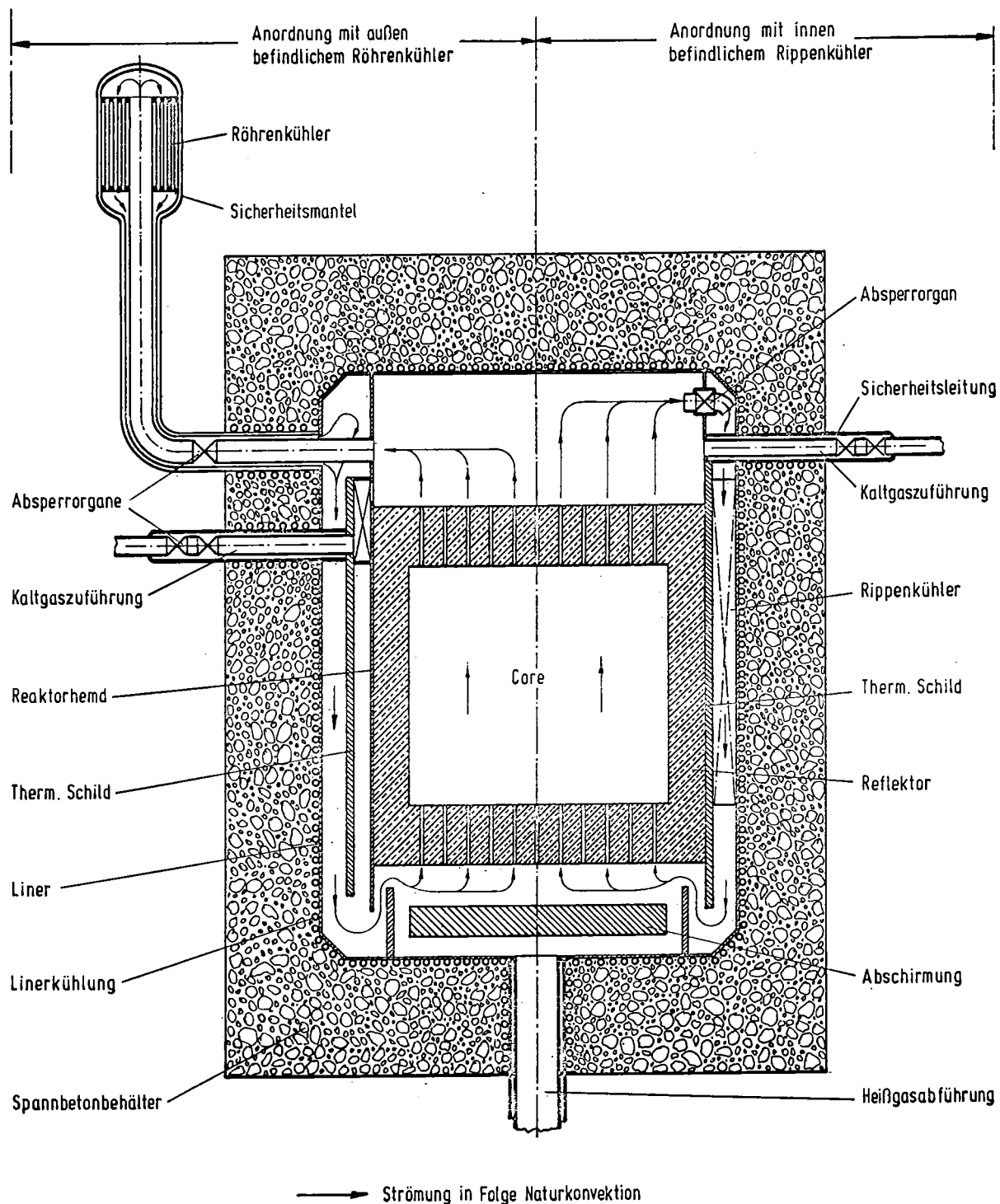


Abb.1 Aufbau des geschlossenen Kühlkreislaufes für die Nachwärmeabfuhr

2. Symbole und Indizes

Symbole

A1, A2, ...	Koeffizienten der Gl. $\eta = f(T)$	-
B1, B2, ...	Koeffizienten der Gl. $\lambda = f(T)$	-
cp	Spez. Wärme	$\frac{Ws}{kg \cdot grd.}$
D	Core-Durchmesser	m
Da	Äußerer Durchmesser der Kühlrohre	m
dh	Hydraulischer Durchmesser	m
Di	Innerer Durchmesser der Kühlrohre	m
dk	Kugeldurchmesser	m
DL	Liner-Durchmesser	m
ds	Kühlkanal-Durchmesser	m
f	Verhältnis von Kühlerhöhe zur wirksamen Kreislaufhöhe	-
FL	Linerfläche	m ²
FLR	Linerfläche zwischen den Rippen	m ²
FO	Oberfläche	m ²
Fstr	Strömungsfläche	m ²
Fü	Wärmeübertragungsfläche	m ²
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
Gm	Gewünschte relative Genauigkeit des Massenstroms	-
GT	Gewünschte relative Genauigkeit des Temp. Wertes	-
H	Wirksame Kreislaufhöhe	m
hr	Wirksame Rippenhöhe	m
k	Anzahl der Axialzonen im Kühler	-

ks	Oberflächenrauigkeit	$\frac{m}{W}$
kz	Wärmedurchgangszahl	$\frac{m^2}{W} \cdot \text{grd.}$
l	Länge	m
l1	Kühlerlänge	m
l2	Core-Höhe	m
mm	Anzahl der Umlenkungen in einem Strömungskanal	-
\dot{m}	Massenstrom des Fluids	Kg/s
n	Anzahl der Axialzonen im Core	-
nr	Anzahl der Kühlrippen bzw. Kühlrohre	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
p	Druck	N/m^2
Pel	Elektrische Leistung	MW
Pr	Prandtl-Zahl	-
Q	Wärmemenge	Ws
\dot{Q}	Wärmestrom	W
q	Mittl. Leistungsdichte im Core	MW/m^3
R	Gas-Konstante	$\frac{Ws}{Kg} \cdot \text{grd.}$
Re	Reynolds-Zahl	-
rh	Halbrohr-radius	m
s1	Rippen-Abstand	m
s2	Rippen-Dicke	m
s3	Rippen-Höhe	m
sah	Abstand zweier Halbrohre	m
sar	Kühlrohr-Abstand	m
sl	Liner-Dicke	m
sr	Rohr-Wanddicke	m
srh	Wanddicke des Halbrohres	m
T	Fluid Temperatur	$^{\circ}K$
To	Oberflächentemperatur	$^{\circ}K$
U	Benetzter Umfang	m
w	Fluid-Geschwindigkeit	m/s
x	Längenkoordinate im Kreislauf	m
z	Längenkoordinate in einer Axialzone	m
α	Wärmeübergangszahl	$\frac{W}{m^2} \cdot \text{grd.}$
B1, B2, B3	Iterationsfaktoren	-

γ	Verhältnis von Core-Höhe zu Durchmesser	-
Δp	Druckdifferenz	N/m^2
Δp_f	Druckverlustfaktor	$\frac{1}{m \cdot Kg}$
ϵ	Lückenvolumenanteil	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
n	Dynamische Zähigkeit	$\frac{NS}{m^2}$
n_e	Elektrischer Wirkungsgrad	-
n_r	Rippen Wirkungsgrad	-
θ	Temperaturdifferenz zwischen Material und Fluid	grd.
λ	Wärmeleitzahl	$\frac{W}{m \cdot \text{grd.}}$
ρ	Dichte des Fluids	Kg/m^3
γ	Reibungsbeiwert	-

Indizes:

A, B, C, D Indizierung für gegebene Punkte in Abbildungen

a	Austritt
ab	Abgeführt
Atr	Auftrieb
b	Stoffbezugswerte
c	Core
e	Eintritt
e,i	Von Eintritt bis zur i-ten Zone
f	Fluid
ges	Gesamt
i	Laufindex der Axialzonen
j	Laufindex für die Zahl der Umlenkungen in Strömungskanälen
k	Kühler
ku	Kugel
L	Laminar
Lo	Lineroberfläche
m	Mitte einer Axialzone
r	Rippe
R	Reibung
st	Stabelemente

sys	System
T	Turbulent
th	Thermisch
TR	Turbulent-Rau
Uml	Umlenkung
verl	Verlust
W	Werkstoff
Wa	Wand
ws	Wasserseitig
zu	Zugeführt
1	Eintritt in eine Axialzone
2	Austritt aus einer Axialzone

3. Beschreibung der Anordnung des geschlossenen Kreislaufs zur Nachwärmeabfuhr

Der Kreislauf besteht im wesentlichen aus Reaktorcore und Hilfskühler. Das Reaktorcore ist in einem Behälter aus Spannbeton untergebracht. Abbildung 1 zeigt rechtsseitig die Anordnung eines Rippenkühlers, der im Spannbetonbehälter entlang des Liners untergebracht ist. Dieser Kühler besteht aus senkrecht angeordneten Längsrippen, die direkt auf der Innenseite des Liners angeschweißt sind, und aus senkrecht verlaufenden Halbrohren mit Wasser, die außen am Umfang des Liners angeschweißt und im Beton verlegt sind. (s. Abb. 5). Auf der anderen Seite können die Rippen mit dem therm. Schild verbunden werden, wodurch dieses auch gekühlt werden kann.

Die linke Seite der Abbildung 1 zeigt die Anordnung eines Röhrenkühlers, der sich außerhalb des Spannbetonbehälters und oberhalb desselben befindet. Durch diese Anordnung kann man die Antriebskräfte, die die Naturkonvektion begünstigen, vergrößern. Dieser Kühler muß jedoch in einem Sicherheitsmantel untergebracht werden, um die gleiche Sicherheit zu gewährleisten, die der innerhalb des Spannbetonbehälters angeordnete Rippenkühler.

Der Spalt zwischen Reaktorhemd und thermischem Seitenschild ist vorgesehen, um durch Naturkonvektion den Reflektor mit Reaktorhemd und thermischen Schild während des Normalbetriebs mit der Linerkühlung zu kühlen.

4. Theoretische Grundlagen zur Erstellung des Computer- Programms NAKOSTA

4.1 Allgemeine Grundlagen der Naturkonvektion

In einem geschlossenen Naturkonvektions-Kreislauf entsteht die Strömung des Fluids durch unterschiedliche Dichten im Fluid, die durch unterschiedliche Temperaturen entstehen. Die durch die Strömung des Fluids hervorgerufenen Druckverluste im Kreislauf wirken der Naturkonvektion entgegen.

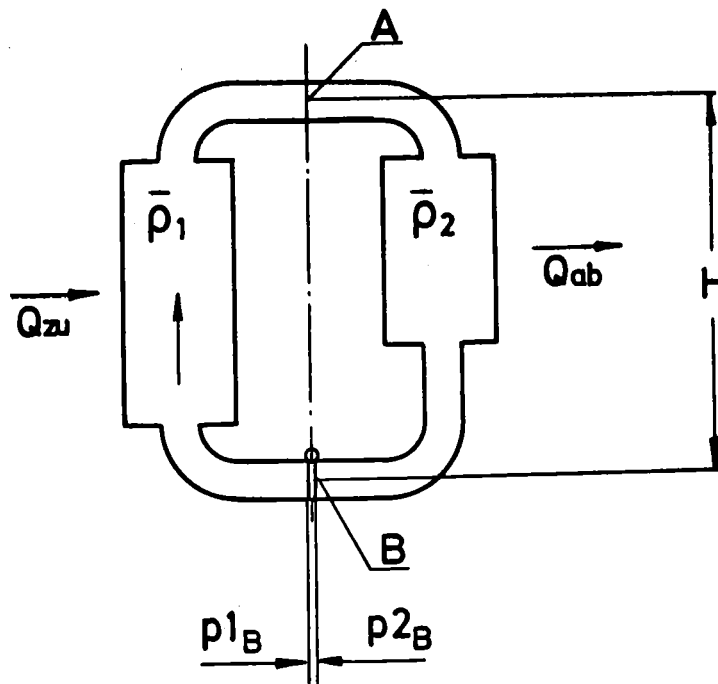


Abb. 2 Skizze zur Erläuterung der Naturkonvektion

Anhand der Abb. 2 werden die Auftriebskräfte im Kreislauf erläutert. Am Punkt A, dem höchsten Punkt im Kreislauf, herrscht der angenommene Systemdruck p_{sys} . Wird an der Stelle B z.B. durch einen geschlossenen Schieber die Strömung im Kreislauf verhindert, herrschen zu beiden Seiten des Schiebers unterschiedliche Drücke.

$$\begin{aligned}
 p_A &= p_{\text{sys}} = \text{konst.} \\
 p_B^1 &= p_A + \bar{\rho}_1 \cdot g \cdot H \\
 p_B^2 &= p_A + \bar{\rho}_2 \cdot g \cdot H \\
 p_B^2 - p_B^1 &= \Delta p_{\text{Atr}}
 \end{aligned}$$

Durch die Druckdifferenz Δp_{Atr} an der Stelle B bei geschlossenem Schieber, entsteht nach Öffnen des Schiebers eine Strömung im Kreislauf. Diese Strömung wird so lange beschleunigt bis die Reibungsdruckverluste im Kreislauf im Gleichgewicht mit dem Auftrieb sind.

$$\Delta p_{\text{Atr}} = \Delta p_{\text{Verl}} \quad (1)$$

Die Gleichung (1) beschreibt die Naturkonvektion im stationären Zustand.

4.2 Temperaturverteilung des Fluids im Kreislauf

Die Verteilung der Oberflächentemperatur im Core über der Höhe ist zu irgend einem Zeitpunkt aufgrund des vorhergegangenen Betriebszustandes des Reaktors bekannt. Die Verteilung der Oberflächentemperatur im Kühler kann als bekannt vorausgesetzt werden.

Zur Vereinfachung der Berechnungen der Kühlmitteltemperaturen im Kreislauf werden Core und Kühler in Strömungsrichtung in eine bestimmte Anzahl jeweils gleich großer Zonen n und k aufgeteilt (Axialzonen), in denen der wirkliche Oberflächentemperaturverlauf ersetzt wird durch eine Gerade. Die Anzahl der Axialzonen ist so groß zu wählen, daß der Fehler, der durch die Kurvenannäherung bedingt ist, innerhalb der gewünschten Rechengenauigkeit liegt.

Ferner wird angenommen, daß die Temperatur an jeder Stelle im Kreislauf über dem Querschnitt konstant ist. Für eine axiale Zone i des Kreislaufes kann man die Temperaturverteilung auf-

grund der Eintrittstemperatur des Fluids in dieser Zone berechnen.

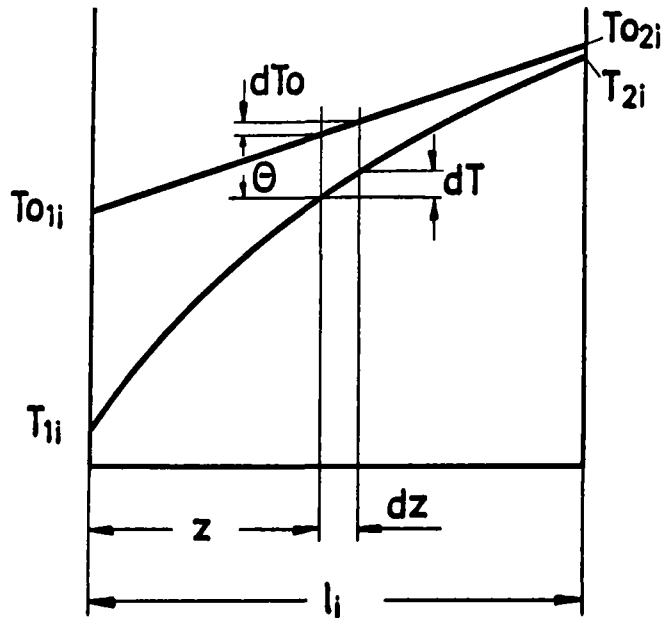


Abb. 3: Temperaturverteilung in einer Zone

Die Verteilung der Oberflächentemperatur in einer Zone:

$$T_{o,i}(z) = T_{o1,i} + \frac{T_{o2,i} - T_{o1,i}}{l_i} \cdot z \quad (2)$$

Übertragene Wärme:

$$dQ_i = \dot{m} \cdot c_p \cdot dT = \alpha_i \cdot dF_{\dot{u}} \cdot \Theta \quad (3)$$

Wärmeübertragungsfläche in einer Axialzone ist:

$$F_{\dot{u}}(z) = c \cdot z \quad ; \quad \frac{dF_{\dot{u}}}{dz} = c$$

wobei c eine Konstante ist.

Ferner gilt:

$$d\Theta = dT_o - dT$$

daraus ergibt sich

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot (dT_o - d\theta) = \alpha_i \cdot dz \cdot c \cdot \theta$$

Nach Umstellung dieser Gleichung erhält man:

$$\frac{dT_o}{dz} - \frac{d\theta}{dz} = \frac{\alpha_i \cdot c}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \theta$$

nach Gleichung (2) ist

$$\frac{dT_o}{dz} = \frac{T_{o2} - T_{o1}}{l_i} = b$$

und damit

$$b - \frac{\alpha_i \cdot c}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \theta = \frac{d\theta}{dz}$$

nach Trennung der Variablen ergibt sich:

$$dz = \frac{d\theta}{b - \frac{\alpha_i \cdot c}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \theta} \quad (4)$$

Durch Lösung der Differentialgleichung (4) erhält man unter Berücksichtigung der Randbedingungen.

$$\int_{z=0}^{z=l_i} dz = \int_{\theta=\theta_1}^{\theta=\theta} \frac{d\theta}{b - C \cdot \theta}$$

mit

$$C = \frac{\alpha_i \cdot c}{\dot{m} \cdot c_p}$$

folgende Gleichung:

$$z = -\frac{1}{C} \cdot \ln \frac{b - C \cdot \theta(z)}{b - C \cdot \theta_1}$$

nach Auflösen nach $\theta(z)$ erhält man:

$$\theta(z) = \frac{b}{C} - \frac{b - C \cdot \theta_1}{C} e^{-C \cdot z} \quad (5)$$

nach Abb. 3 gilt

$$T_i(z) = T_{o_i}(z) - \theta(z) \quad (6)$$

aus Gleichung (5) und (6) und nach Einsetzen der Konstanten $b, C, u.c$ ergibt sich der Temperaturverlauf des Kühlmittels in einer Axialzone.

$$T_i(z) = T_{o_{1i}} + (T_{o_{2i}} - T_{o_{1i}}) \cdot \left[\left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü_i}} - \frac{T_{o_{1i}} - T_{1i}}{T_{o_{2i}} - T_{o_{1i}}} \right) e^{-\frac{z}{l_i} \cdot \frac{\alpha_i \cdot F_{ü_i}}{\dot{m} \cdot c_p}} + \right. \\ \left. + \frac{z}{l_i} - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü_i}} \right] \quad (7)$$

für $z = l_i$ ergibt sich die Austrittstemperatur des Kühlmediums T_2 aus einer Zone.

$$T_{2i} = T_{o_{1i}} + (T_{o_{2i}} - T_{o_{1i}}) \cdot \left[\left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü_i}} - \frac{T_{o_{1i}} - T_{1i}}{T_{o_{2i}} - T_{o_{1i}}} \right) e^{-\frac{\alpha_i \cdot F_{ü_i}}{\dot{m} \cdot c_p}} + \right. \\ \left. + 1 - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü_i}} \right] \quad (8)$$

Die Austrittstemperatur aus der Zone i entspricht der Eintrittstemperatur der Zone $i + 1$.

$$T_{1(i+1)} = T_{2i} \quad (9)$$

4.2.1 Stoffbezugstemperatur des Fluids

Zur Berechnung der Stoffwerte des Kühlmittels in einer Axialzone des Kreislaufs wurde die folgende mittlere Kühlmitteltemperatur zugrunde gelegt.

$$T_{b,i} = \frac{1}{l_i} \int_{z=0}^{z=l_i} T_i(z) \cdot dz \quad (10)$$

nach Einsetzen von Gleichung (7) in (10) ergibt sich der folgende Ausdruck:

$$T_{b,i} = T_{o,1,i} + (T_{o,2,i} - T_{o,1,i}) \left[\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü,i}} \left(\frac{T_{o,1,i} - T_{1,i}}{T_{o,2,i} - T_{o,1,i}} - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü,i}} \right) \cdot \left(e^{-\frac{\alpha_i \cdot F_{ü,i}}{\dot{m} \cdot c_p}} - 1 \right) + \left(0,5 - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{ü,i}} \right) \right] \quad (11)$$

Die im Abschnitt 4.2 abgeleiteten Gleichungen gelten für die Berechnung der Fluidtemperaturen im Core.

Zur Berechnung der Fluidtemperaturen im Kühler wurde für die Oberflächentemperatur die jeweilige Wassertemperatur genommen und die Wärmeübergangszahl α_i durch die Wärmedurchgangszahl $k_{ges,i}$ ersetzt. Berechnung von $k_{ges,i}$ wird in Abschnitt 4.6.3 erläutert.

4.3 Auftrieb im Kreislauf

Während des Umlaufs im Kreislauf nimmt das Fluid im Core Wärme auf und im Kühler gibt es Wärme ab. Dadurch steigt die Temperatur des Kühlmittels beim Durchströmen des Cores, während sie im Kühler abnimmt, wodurch sich eine unterschiedliche Dichteverteilung entlang des Kreislaufes ergibt.

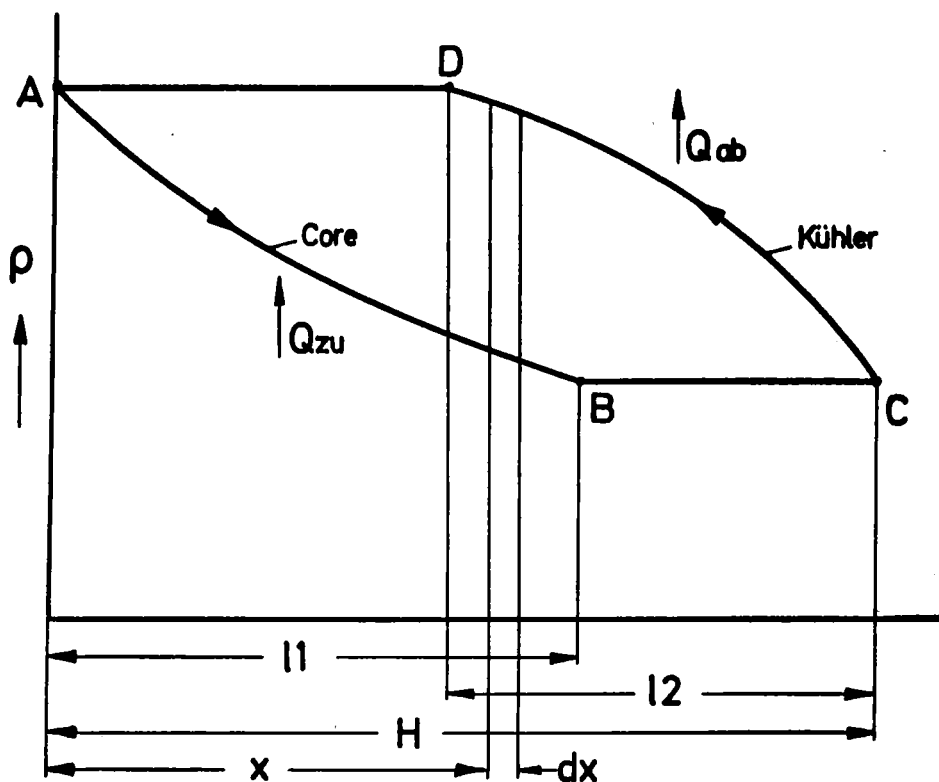


Abb. 4: Verteilung der Fluidichte entlang des Kreislaufes

In Abb. 4 ist die Dichte ρ über der Höhe dargestellt. Hier wird angenommen, daß von A bis B d.h. im Core Wärme zugeführt wird, während in der Verbindungsleitung vom Core zum Küh-

lereintritt C keine Wärmezufuhr oder Abfuhr erfolgt. Im Kühler wird von der Stelle C bis zur Stelle D Kühleraustritt Wärme abgeführt. Vom Kühleraustritt bis zum Coreeintritt A findet kein Wärmeaustausch statt. Der Auftriebsanteil im Kreislauf an der Stelle x für eine Länge dx errechnet sich wie folgt:

$$dp_{Atr} = \rho_{ADC}(x) \cdot dx \cdot g - \rho_{ABC}(x) \cdot dx \cdot g$$

für ideale Gase gilt:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

dann ergibt sich

$$dp_{Atr} = \frac{p}{R} \cdot g \left(\frac{1}{T_{ADC}(x)} - \frac{1}{T_{ABC}(x)} \right) \cdot dx$$

wobei der Druck p als konstant angenommen wird, da die Druckänderung entlang des Kreislaufs gegenüber dem Systemdruck sehr klein ist.

Daraus ergibt sich der Auftrieb:

$$\begin{aligned} \Delta p_{Atr} = \frac{p}{R} \cdot g & \left(\int_{x=0}^{x=H-11} \frac{dx}{T_{AD}(x)} + \int_{x=H-11}^{x=H} \frac{dx}{T_{DC}(x)} - \int_{x=0}^{x=12} \frac{dx}{T_{AB}(x)} \right. \\ & \left. - \int_{x=12}^{x=H} \frac{dx}{T_{BC}(x)} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

Die Kühlmitteltemperatur zwischen Punkt A und D ist konstant:

$$T_A = T_D = T_{ce} = T_{ka}$$

ebenso ist die Kühlmitteltemperatur zwischen Punkt B und C konstant:

$$T_B = T_C = T_{ca} = T_{ke}$$

daraus ergibt sich für:

$$\int_{x=0}^{x=H-11} \frac{dx}{T_{AD}(x)} = \frac{H-11}{T_{cfe}} \quad (13)$$

und für

$$\int_{x=12}^{x=H} \frac{dx}{T_{BC}(x)} = \frac{H-12}{T_{cfe}} \quad (14)$$

Die Kühlmitteltemperatur im Core bzw. Kühler für eine axiale Zone berechnet sich nach Gleichung (7). Da der Kühler in k axiale Zonen aufgeteilt ist, ergibt sich für

$$\int_{x=x-11}^{x=H} \frac{dx}{T_{DC}(x)} = \sum_{i=1}^{i=k} \cdot \int_{z=0}^{z=1} \frac{dz}{T_{ki}(z)} \quad (15)$$

wobei $l_i = 11/k$ ist.

Für die Aufteilung des Cores in n gleiche Zonen ergibt sich für:

$$\int_{x=0}^{x=12} \frac{dx}{T_{AB}(x)} = \sum_{i=1}^{i=n} \cdot \int_{z=0}^{z=1} \frac{dz}{T_{ci}(z)} \quad (16)$$

wobei hier $l_i = \frac{12}{n}$ ist.

Nach Einsetzen von Gleichung (13), (14), (15) und (16) in Gleichung (12) ergibt sich der Auftrieb zu:

$$\Delta P_{Atr} = \frac{p}{R} \cdot g \left(\frac{H-11}{T_{cfe}} + \sum_{i=1}^{i=k} \cdot \int_{z=0}^{z=11/k} \frac{dz}{T_{ki}(z)} - \sum_{i=1}^{i=n} \int_{z=0}^{z=12/n} \frac{dz}{T_{ci}(z)} - \frac{H-12}{T_{cfe}} \right) \quad (17)$$

Die Integrale in Gleichung (17) werden numerisch nach Simpson gelöst. Dazu werden die Temperaturen des Kühlmittels beim Eintritt, Austritt und in der Mitte einer jeden Zone benötigt. Die Eintritts- bzw. Austrittstemperaturen werden nach Gleichung (8) und (9) berechnet. Setzt man in Gleichung (7) für z gleich $l_i/2$ ein, so erhält man die Temperatur in der Mitte der jeweiligen Axialzone.

$$T_{mi} = T_{o1i} + (T_{o2i} - T_{o1i}) \cdot \left[\left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{üi}} - \frac{T_{o1i} - T_{1i}}{T_{o2i} - T_{o1i}} \right) \cdot e^{-1/2 \frac{\alpha_i \cdot F_{üi}}{\dot{m} \cdot c_p}} + 1/2 - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha_i \cdot F_{üi}} \right] \quad (18)$$

Nach SIMPSON [1] ergibt sich die Lösung des Integrals:

$$\int_{z=0}^{z=l_i} \frac{dz}{T_i(z)} = \frac{1}{6} \left(\frac{1}{T_{2i}} + \frac{4}{T_{mi}} + \frac{1}{T_{1i}} \right) \cdot l_i \quad (19)$$

4.4 Druckverlust im Kreislauf

Der Druckverlust im Kreislauf setzt sich im wesentlichen zusammen aus dem Reibungsdruckverlust im Core und Kühler und den Umlenkungsdruckverlusten der Strömung in den Verbindungsleitungen der beiden Teile. Der Strömungsquerschnitt F_{str} und der hydraulische Durchmesser d_h sind im Core und im Kühler jeweils über der Länge konstant

$$\Delta p_{Verl} = \Delta p_{Rc} + \Delta p_{Rk} + \sum \Delta p_{Uml} \quad (20)$$

4.4.1 Reibungsdruckverluste

Die Reibungsdruckverluste werden durch die folgende Gleichung definiert,

$$\Delta p_R = \psi \cdot \frac{1}{dh} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (21)$$

Im stationären Zustand der Naturkonvektion ist der Massendurchsatz entlang des Kreislaufes konstant. Somit ist

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot F_{str}$$

Daraus ergibt sich:

$$\Delta p_R = \psi \cdot \frac{1}{dh} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot F_{str}^2 \cdot \rho} \quad (22)$$

Die Dichte ρ und der Reibungsbeiwert ψ ändern sich über der Länge l_2 im Core und über der Länge l_1 im Kühler. Der Druckverlust in einer Axialzone des Kühlers bzw. Cores berechnet sich wie folgt.

$$\Delta p_{Ri} = \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot dh \cdot F_{str}^2} \int_{z=0}^{z=l_i} \cdot \frac{\psi_i(z)}{\rho_i(z)} dz \quad (23)$$

für ideale Gase gilt:

$$\Delta p_{Ri} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot dh \cdot F_{str}^2 \cdot p} \cdot \int_{z=0}^{z=l_i} \psi_i(z) \cdot T_i(z) dz \quad (23a)$$

Der Reibungsbeiwert ψ ist im wesentlichen eine Funktion der Reynolds-Zahl Re , wobei:

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot dh}{F_{str} \cdot \eta} \quad (24)$$

Die dynamische Zähigkeit η ist eine Funktion der Kühlmitteltemperatur T_b .

Zur Vereinfachung der Berechnung wird die dyn. Zähigkeit η_i innerhalb einer Axialzone als konstant angenommen und mittels der in Gleichung (11) angegebenen Stoffbezugstemperaturen $T_{b,i}$ errechnet. Daraus ergibt sich, daß die Reynolds-Zahl und damit der Reibungsbeiwert innerhalb einer Axialzone konstant sind. Somit wird die Gleichung (23a) ersetzt durch die folgende Gleichung:

$$\Delta p_{R,i} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot d h \cdot F_{str}^2 \cdot p} \cdot \psi_i(T_{b,i}) \cdot \int_{z=0}^{z=l_i} T_i(z) \cdot dz$$

und

$$\int_{z=0}^{z=l_i} T_i(z) \cdot dz = T_{b,i} \cdot l_i \quad (\text{s. Gleichung 10})$$

Der Reibungsdruckverlust innerhalb einer Axialzone ergibt sich zu:

$$\Delta p_{R,i} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot d h \cdot F_{str}^2 \cdot p} \cdot \psi_i(T_{b,i}) \cdot T_{b,i} \cdot l_i \quad (25)$$

Der gesamte Reibungsdruckverlust im Core ist:

$$\Delta p_{R,c} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_{R,c,i} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot d h_c \cdot F_{str}^2 \cdot p} \cdot \frac{11}{n} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \psi_{c,i}(T_{b,c,i}) \cdot T_{b,c,i} \quad (26)$$

im Kühler

$$\Delta p_{R,k} = \sum_{i=1}^{i=k} \Delta p_{R,k,i} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot d h_k \cdot F_{str}^2 \cdot p} \cdot \frac{12}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} \psi_{k,i}(T_{b,k,i}) \cdot T_{b,k,i} \quad (27)$$

4.4.2 Umlenkungsdruckverluste

Umlenkungsdruckverluste werden wie folgt berechnet:

$$\Delta p_{Uml,j} = \zeta_j \cdot \frac{\rho_j \cdot w_j^2}{2}$$

für ideale Gase und konstantem Massendurchsatz gilt:

$$\Delta p_{Uml,j} = \zeta_j \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot F_{str,j}^2 \cdot p} \cdot T_j \quad (28)$$

der ges. Umlenkungsdruckverlust beträgt:

$$\Delta p_{Uml} = \sum_{j=1}^{j=mm} \Delta p_{Uml,j} = \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot p} \cdot \sum_{j=1}^{j=mm} \zeta_j \frac{T_j}{F_{str,j}^2} \quad (29)$$

wobei mm die Anzahl der Umlenkungen an den verschiedenen Stellen ist.

4.5 Berechnung der geometrischen Daten von Core und Kühler

4.5.1 Core

Core-Durchmesser

$$D = \left(\frac{4 \cdot Pel}{\eta_e \cdot q \cdot \pi \cdot \gamma} \right)^{1/3} \quad (30)$$

Core-Höhe

$$l_2 = \gamma \cdot D \quad (31)$$

Hydraulischer Durchmesser

a) Kugelförmige Brennelemente

$$dh_{ku} = \frac{2}{3} \cdot \epsilon_{ku} / (1 - \epsilon_{ku}) \cdot d_{ku} \quad (32)$$

b) Stabförmige Brennelemente

$$dh_{st} = ds \quad (32a)$$

Wärmeübertragungsfläche in einer Axialzone

a) Kugelförmige Brennelemente

$$F_{\dot{q}_{ku}i} = 6 (1 - \epsilon_{ku}) \cdot \frac{Pel}{\eta_e} \cdot \frac{1}{d_{ku} \cdot q \cdot n} \quad (33)$$

b) Stabförmige Brennelemente

$$F_{\dot{q}_{st}i} = 4 \epsilon_{st} \cdot \frac{Pel}{\eta_e} \cdot \frac{1}{ds \cdot q \cdot n} \quad (33a)$$

Strömungsflächen

a) Kugelförmige Brennelemente

$$F_{str_{\dot{q}_{ku}}} = D^2 \frac{\pi}{4} \cdot \epsilon_{ku} \quad (34)$$

b) Stabförmige Brennelemente

$$F_{str_{\dot{q}_{st}}} = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \epsilon_{st} \quad (34a)$$

4.5.2 Kühler

4.5.2.1 Rippenkühler

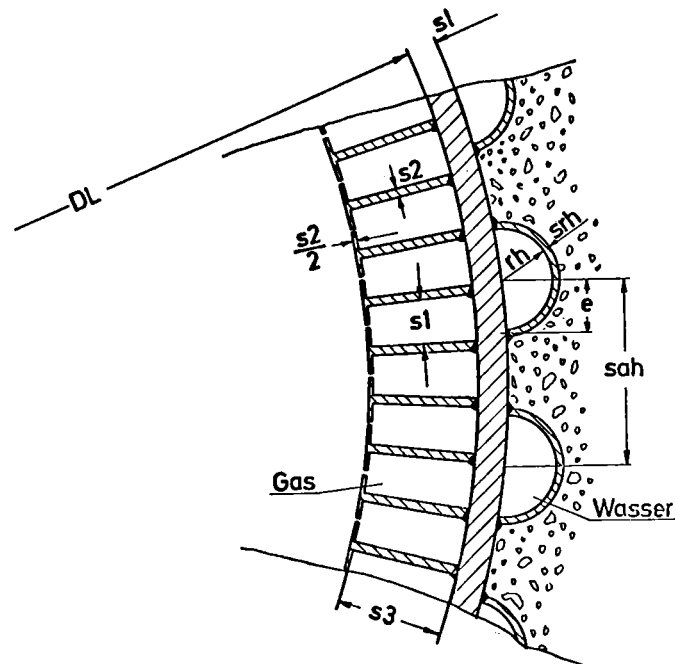


Abb. 5 Schematische Darstellung zum Aufbau des Rippenkühlers

Anzahl der Rippen

$$nr = \frac{(DL - s3) \cdot \pi}{s1 + s2} \quad (35)$$

Wirksame Rippenhöhe

$$hr = s3 + 1/2 \cdot s1 \quad (36)$$

Rippenoberfläche in einer Axialzone

$$FO_{r,i} = (s3 + 1/2 \cdot s1) \cdot 2 \cdot nr \cdot \frac{11}{k} \quad (37)$$

Lineroberfläche auf der Gasseite in einer Axialzone.

$$FL = \pi \cdot DL \cdot \frac{11}{k} \quad (38)$$

Linerfläche zwischen den Rippen einer Axialzone

$$FLR_i = (\pi \cdot DL - s_2 \cdot nr) \cdot \frac{1}{k} \quad (38a)$$

Hydraulischer Durchmesser

$$dh_k = \frac{2 \cdot s_1 \cdot s_3}{s_1 + s_3} \quad (39)$$

Wirksame Übertragungsfläche des Rippenkühlers in einer Axialzone i

$$F_{ü_{ki}} = FO_{ri} \cdot \eta_{ri} + FLR_i \quad (40)$$

wobei der Rippenwirkungsgrad wie folgt berechnet wird:

$$\eta_{ri} = \frac{1}{hr \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{ki}}{s_2 \cdot \lambda_r}} \cdot \tanh \left(hr \cdot \sqrt{\frac{2 \alpha_{ki}}{s_2 \cdot \lambda_r}} \right) \quad (41)$$

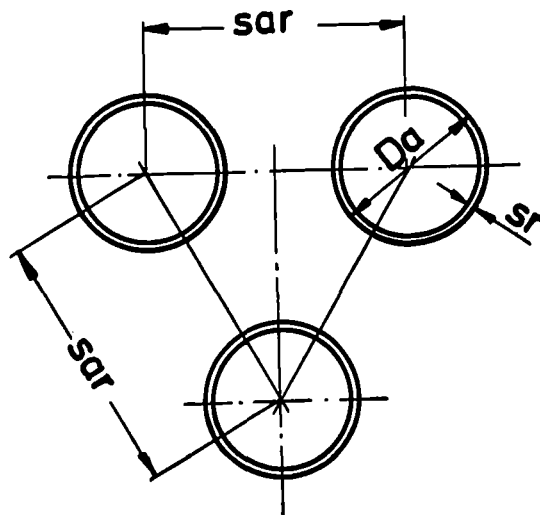
Strömungsfläche im Kühler

$$F_{str_k} = s_1 \cdot s_3 \cdot nr \quad (42)$$

4.5.2.2 Röhrenkühler

Abb. 6

Innere Anordnung
des Röhrenkühlers



Hydraulischer Durchmesser

$$dh_k = Da - 2sr \quad (43)$$

Anzahl der Rohre

$$nr = \frac{F_{\dot{u}_k}}{dh \cdot \pi \cdot l} \quad (44)$$

Strömungsfläche:

$$F_{str_k} = \frac{dh^2 \cdot \pi}{4} \cdot nr \quad (45)$$

4.6 Wärmeübergang und Reibungsbeiwert in einer Axialzone

4.6.1 Kugelschüttung

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \lambda_i}{dh} \quad (46)$$

wobei Nu_i nach [2] wie folgt berechnet wird:

$$Nu_i = 7 \quad Re < 20 \quad (47)$$

$$Nu_i = 1,33 \frac{\epsilon_{ku}}{(1 - \epsilon_{ku})} + \left(\frac{2}{3} \cdot Re_i\right)^{0,5} + 0,005 \cdot Re_i \quad (48)$$

Gültigkeitsbereich:

$$20 < Re < 3 \cdot 10^4$$

$$\psi_i = \frac{142,22}{Re_i} + \frac{4,13}{(1,5 \cdot Re_i)^{0,1}} \quad (49)$$

Vom Autor [3] wurde der Gültigkeitsbereich für diese Gleichung angegeben mit:

$$1 < Re < 5,3 \cdot 10^3$$

Beim Vergleich von Gleichung (48) und Gleichung (49) mit den Gleichungen anderer Autoren [4] wurde festgestellt, daß der Gültigkeitsbereich ohne großen Genauigkeitsverlust erweitert werden konnte auf

$$1 < Re < 10^5$$

Die Gleichungen (47), (48) und (49) sind entstanden nach Umformung mit den genannten Definitionen für die Re-Zahl nach Gleichung (24), d.h. nach Gleichung (32) und die Nu-Zahl nach Gleichung (46) aus den Formeln, die der Autor in [2] und [3] angegeben hat.

4.6.2 Prismatische Kanäle

α_i nach Gleichung (46)

a) Laminare Strömung

$$Nu_L = 3,65 \quad (Re < 2320) \quad (50)$$

Diese Gleichung ist gültig bei konst. Wandtemperatur

$$Nu_L = 4,36 \quad (Re < 2320) \quad (51)$$

Diese Gleichung ist gültig bei konst. Wärmez- bzw. -abfuhr.

Gleichungen (50) und (51) nach [5] sind gültig in jeder Axialzone, wenn eine hydrodynamisch und thermisch ausgebildete Strömung vorliegt.

Der mittlere Nu-Wert vom Eintritt e in die 1. Axialzone bis zum Austritt aus der i-ten Axialzone eines Kanals beträgt

$$\text{Nu}_{Le,i} = \text{Nu}_L + 0,0677 \frac{(\text{Re}_{e,i} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{dh}{i \cdot l_i})^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot \text{Pr} (\text{Re}_{e,i} \cdot \frac{dh}{i \cdot l_i})^{0,83}} \cdot \left(\frac{\eta_t}{\eta_{wa}} \right)^{0,14} \quad (52)$$

Diese Gleichung nach [6] ist gültig für laminare Strömung, wenn hydrodynamische und thermische Grenzschicht an der gleichen Stelle beginnen.

η_t bedeutet die Zähigkeit des Fluids berechnet aufgrund der Stoffbezugstemperatur

η_{wa} bedeutet die Zähigkeit des Fluids berechnet aufgrund der Temperatur des Fluids an der Wand des Strömungskanals.

Der Faktor $\left(\frac{\eta_t}{\eta_{wa}} \right)^{0,14}$ in der Gleichung (52) wird im Computer-Programm nicht berücksichtigt.

Für $Re_{e,i}$ in Gleichung (52) ist zu setzen

$$Re_{e,i} = \frac{1}{i} \cdot \sum Re_i \quad (53)$$

Die mittlere Nu-Zahl in einer Axialzone i beträgt dann

$$Nu_{L,i} = Nu_{L,e,i} \cdot i - Nu_{L,e,i-1} \cdot (i-1) \quad (54)$$

Gültigkeit wie bei Gleichung (52)

Der Druckverlustbeiwert für laminare Strömung wird berechnet nach der folgenden Gleichung nach [7]:

$$\psi_L = \frac{64}{Re} \quad Re < 2320 \quad (55)$$

Die erhöhten Druckverluste in der Anlaufstrecke wurden durch den folgenden Ansatz näherungsweise berücksichtigt:

$$\psi_{L,i} = \frac{64}{Re_i} \frac{Nu_{L,i}}{Nu_L} \quad (55a)$$

b) Turbulente Strömung:

$$\frac{1}{\sqrt{\psi_{TR,i}}} = -2 \log \frac{2,51}{Re_i \sqrt{\psi_{TR,i}}} + \frac{ks}{3,71 dh} \quad (56)$$

Diese Gleichung [8], gültig für den Bereich $Re > 4000$, ist durch ein Iterationsverfahren zu lösen, bei dem die erste Abschätzung von ψ nach der Gleichung von BLASIUS [7] erfolgt:

$$\psi = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (57)$$

Zur Berechnung des Reibungsbeiwertes für das glatte Rohr wird $ks = 0$ in Gleichung (56) eingesetzt. Daraus ergibt sich:

$$\frac{1}{\sqrt{\psi_{T,i}}} = -2 \log \frac{2,51}{Re_i \sqrt{\psi_{T,i}}} \quad (58)$$

Für die Berechnung der Nusseltzahl im turbulenten Bereich gilt nach [9]

für hydraulisch glatte Kanäle

$$Nu_i = \frac{\psi_{Ti}}{8} \frac{Re_i \cdot Pr}{1 + (Pr - 1) \cdot \varphi} \quad (59)$$

wobei

$$\varphi = 1.5 \cdot Re_i^{-1/8} \cdot Pr^{-1/6}$$

ist.

Für hydraulisch raue Kanäle

$$Nu_{TRi} = Nu_i \cdot \left(\frac{\psi_{TRi}}{\psi_{Ti}} \right)^{1/\mu} \quad (60)$$

wobei

$$\mu = \left(\frac{Re_i}{100} \right)^{1/8}$$

ist.

c) Bei Strömung im Übergangsbereich

Für hydraulisch glatte Kanäle gilt die folgende Gleichung von HAUSEN, die in [9] angegeben ist:

$$Nu_i = 0,116 (Re_i^{2/3} - 125) \cdot Pr^{0,45} \quad (61)$$

Der Gültigkeitsbereich dieser Gleichung wird wie folgt festgelegt:

Von der Reynolds-Zahl an, wo die Gleichung (61) und die jeweils benutzten Gleichungen im Laminarbereich den gleichen Wert für die Nusselt-Zahl liefern, bis zu der Re-Zahl wo die Gleichung (59) ebenfalls den gleichen Wert für Nu liefert.

Für den hydraulisch rauhen Kanal gilt die Gleichung (60), wobei Nu_i nach Gleichung (61), ψ_{TRI} nach Gleichung (56) und ψ_{Ti} nach Gleichung (58) eingesetzt wird.

Als Übergangsgleichung für den Wert ψ_i wurde der folgende Ausdruck

$$\psi_i = 0,06 - 474,68 \cdot Re_i^{-1,238} \quad (62)$$

benutzt. Er wurde aus einer Kurve von NIKURADSE [1] für eine relative Rauigkeit von $dh/ks = 30$ abgeleitet. Der Gültigkeitsbereich der Gl. (62) erstreckt sich vom laminaren Bereich bis zum turbulenten Bereich.

In den Abbildungen 7 und 8 sind Ψ und Nu für Kugelschüttungen und Prismatische Kanäle als Funktion der Re-Zahl dargestellt.

4.6.3 Bestimmung der Wärmedurchgangszahl Kz im Kühler

$$\alpha_{ws,i} = \frac{Nu_i \cdot \lambda_{ws,i}}{dh_{ws,i}} = \text{konst.} \quad (\text{angenommen})$$

wobei

$$dh_{ws} = \frac{4 \cdot F_{str_{ws}}}{U}$$

ist.

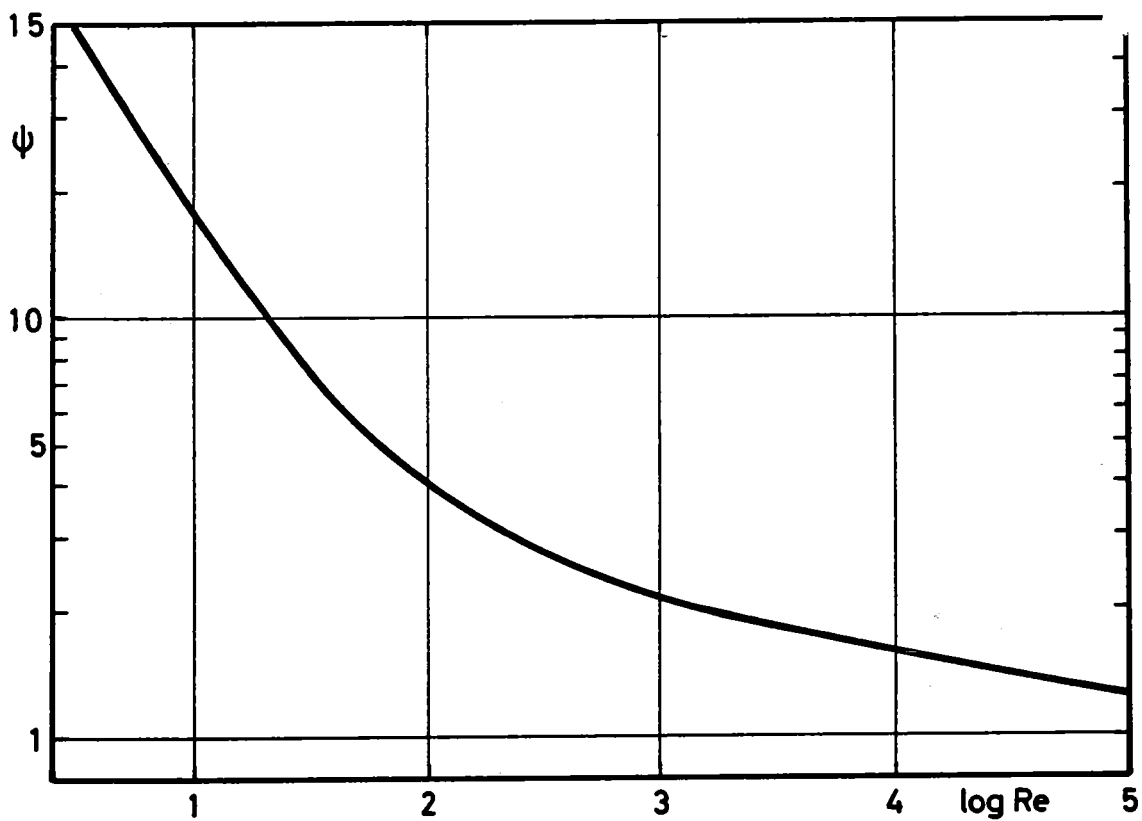
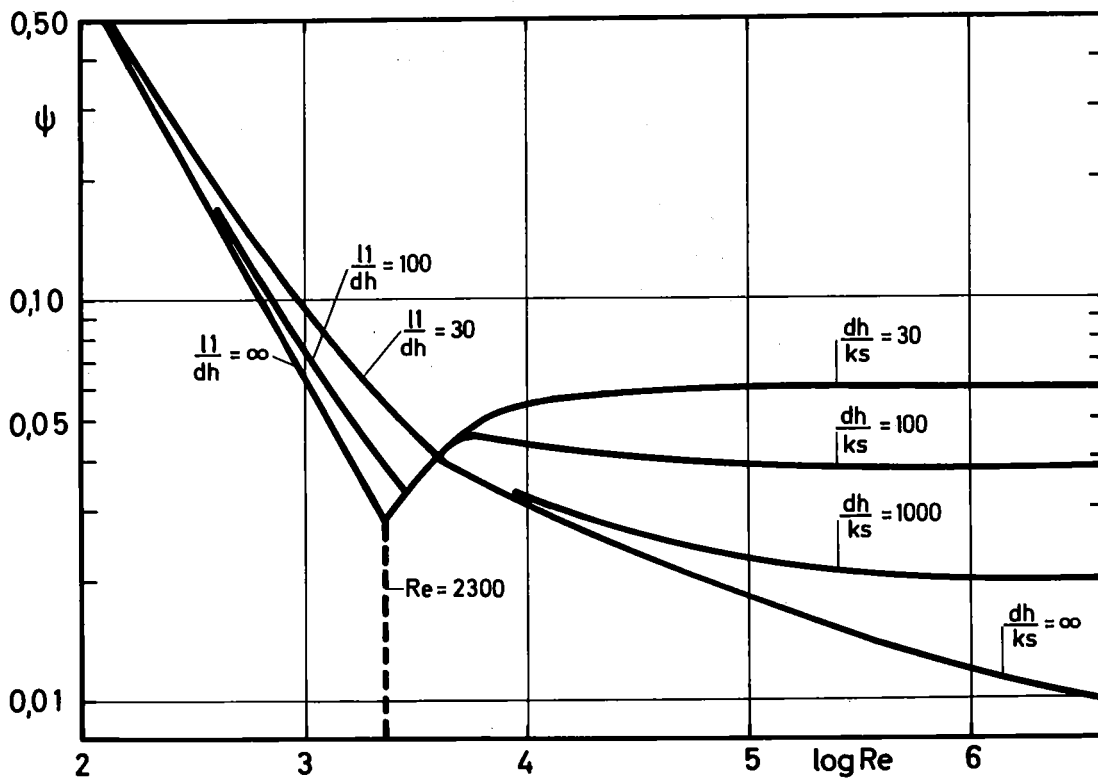


Abb. 7 Reibungsbeiwert als Funktion der Re-Zahl

Oben: Prismatische Kanäle; Unten: Kugelschüttung

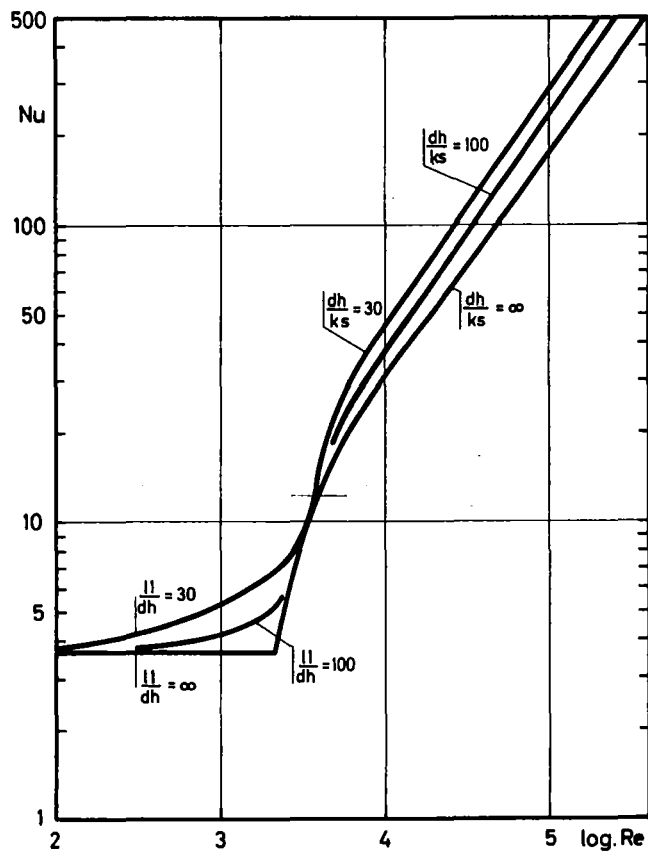
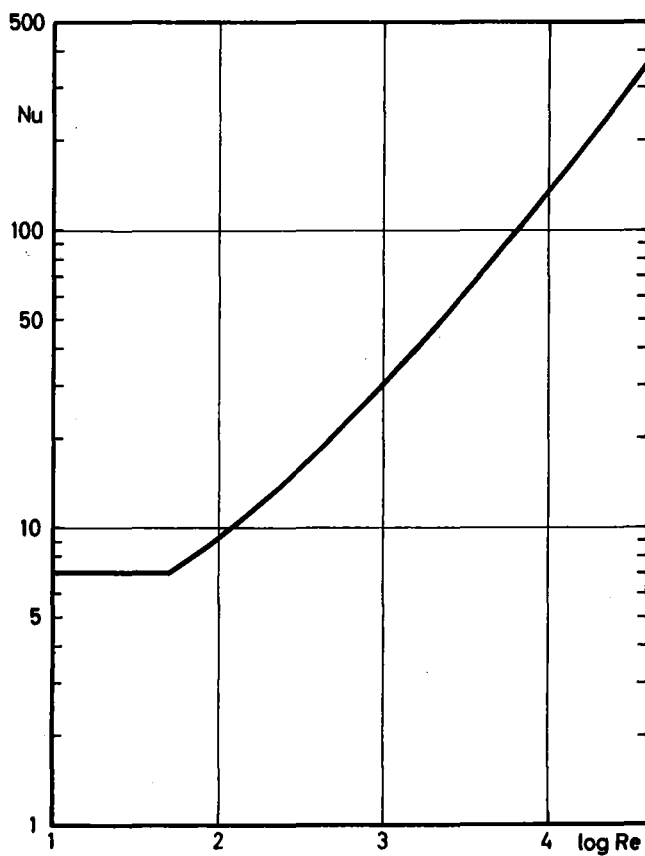


Abb. 8

Nu-Zahl als Funktion der
Re-Zahl

a) Prismatische Kanäle



b) Kugelschüttung

4.6.3.1 Rippenkühler

(siehe Abb. 5)

$$dh_{ws} = \frac{4 \cdot rh^2 \cdot \pi}{2 (rh \cdot \pi + 2 \cdot rh)}$$

$$dh_{ws} = \frac{2 \cdot rh \cdot \pi}{\pi + 2} \quad (63)$$

Die Wärmedurchgangszahl von der gasseitigen Oberfläche des Liners bis ins Kühlwasser wird berechnet nach Abschnitt Mc im VDI Wärmeatlas [10]

$$\frac{1}{kz_{Lo,ws}} = \frac{1/2 \cdot sah}{e} \cdot \frac{1}{\alpha_{ws}} + \frac{1}{\epsilon \cdot \kappa} \cdot \frac{sl}{\lambda_w} \quad (64)$$

wobei

$$e = \frac{srh}{z} + rh$$

$$\epsilon = f\left(\frac{e}{1/2 \cdot sah}, \frac{sl}{1/2 \cdot sah}\right) \quad (65)$$

$$\kappa = f\left(\frac{\lambda_w}{\alpha_{ws} \cdot sl}, \frac{sl}{1/2 \cdot sah}\right) \quad (66)$$

und die übertragene Wärmemenge wie folgt definiert ist:

$$Q_i = k_{Lo,ws,i} \cdot (T_{Lo,i} - T_{ws,i}) \cdot FL_i \quad (67)$$

κ und ϵ sind Korrekturfaktoren, die in der oben genannten Literaturstelle [10] dargestellt sind.

Die Wärmedurchgangszahl von Gas bis Wasser kz_{ges} ist aufgrund der folgenden Gleichungen definiert:

$$Q_i = kz_{ges} \cdot (T_i - T_{ws,i}) \cdot F_{ü_{k,i}} \quad (68)$$

bzw.

$$Q_i = \alpha_{k,i} \cdot (T_i - T_{Lo,i}) \cdot F_{ü_{k,i}} \quad (69)$$

es gilt:

$$T_i - T_{ws,i} = (T_i - T_{Lo,i}) + (T_{Lo,i} - T_{ws,i}) \quad (70)$$

$$\frac{Q_i}{kz_{ges} \cdot F_{ü_{k,i}}} = \frac{Q_i}{\alpha_{k,i} \cdot F_{ü_{k,i}}} + \frac{Q_i}{kz_{Lo,i,ws,i} \cdot F_{L,i}}$$

Da die in der Axialzone des Kühlers abgeführte Wärmemenge Q_i in den Gleichungen (67), (68) und (69) gleich sind, ergibt sich die gesamte Wärmedurchgangszahl zu:

$$kz_{gesi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{k,i}} + \frac{1}{kz_{Lo,i,ws,i}} \cdot \frac{F_{ü_{k,i}}}{F_{L,i}}} \quad (71)$$

4.6.3.2 Röhrenkühler (Wasser strömt um die Rohre)

(siehe Abb. 6)

$$dh_{ws} = \frac{4 \left[(1/2 sar \cdot 1/2 \cdot 3 \cdot sar) - 1/2 \cdot Da^2 \cdot \pi / 4 \right]}{1/2 Da \cdot \pi}$$

bzw.

$$dh_{ws} = Da \cdot \left[2 \cdot \frac{3}{\pi} \cdot \left(\frac{sar}{Da} \right)^2 - 1 \right] \quad (72)$$

Die Wärmedurchgangszahl von Gas bis Wasser Kz_{ges} ist:

$$kz_{ges,i} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ws,i}} \cdot \frac{Di}{Da} + \frac{Di}{\lambda_w} \ln \frac{Da}{Di} + \frac{1}{\alpha_{ki}}} \quad (73)$$

wenn

$$Q_i = kz_{ges,i} \cdot (T_i - T_{ws,i}) \cdot F_{ü_{ki}}$$

definiert wird.

4.7 Ermittlung der Stoffwerte (λ ; η ; cp ; Pr ; R)

Es wurde angenommen, daß die Gaskonstante R , die Prandl-Zahl Pr und die Spez. Wärme cp für die betrachteten Kühlmittel unabhängig von Temperatur und Druck sind.

An Hand der Abb. 9 wurden die folgenden Mittelwerte für cp angenommen.

Helium	$cp = 5193 \frac{Ws}{kg \text{ grd.}}$
CO_2	$cp = 1200 \quad "$
Luft	$cp = 1100 \quad "$

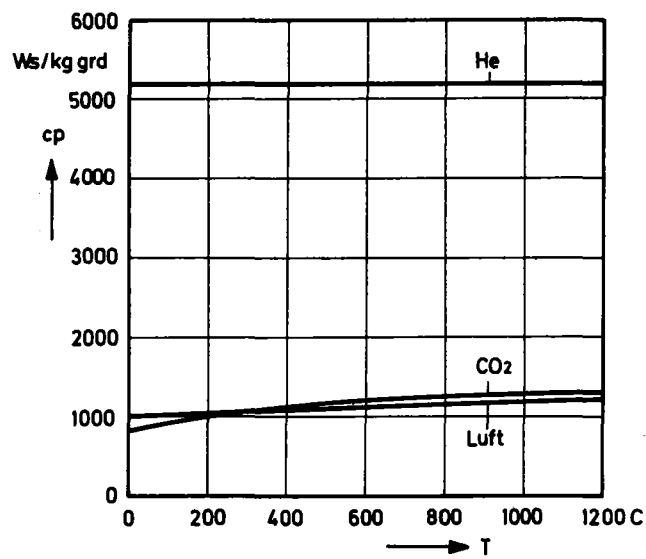


Abb. 9 Spez. Wärme als Funktion von Temperatur

Die Werte für die Wärmeleitzahl λ und die Dynamische Zähigkeit η des Kühlmittels werden als temperaturabhängig mit den folgenden Gleichungen berechnet. Hierbei wurde die Druckabhängigkeit vernachlässigt.

$$\eta(T) = A_1 + A_2 \cdot T + A_3 \cdot T^2 + A_4 \cdot T^3 + A_5 \cdot T^4 \quad (74)$$

bzw.

$$\lambda(T) = B_1 + B_2 \cdot T + B_3 \cdot T^2 + B_4 \cdot T^3 + B_5 \cdot T^4 \quad (75)$$

Die Koeffizienten in Gleichung (74) und (75) sind an Hand der Abb. 10 und 11 ermittelt worden.

Abb. 10

Dynamische Zähigkeit
als Funktion von Temperatur

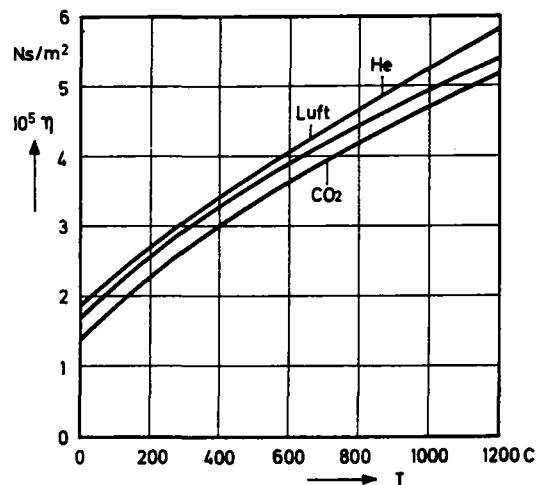


Abb. 11

Wärmeleitfähigkeit
als Funktion von
Temperatur

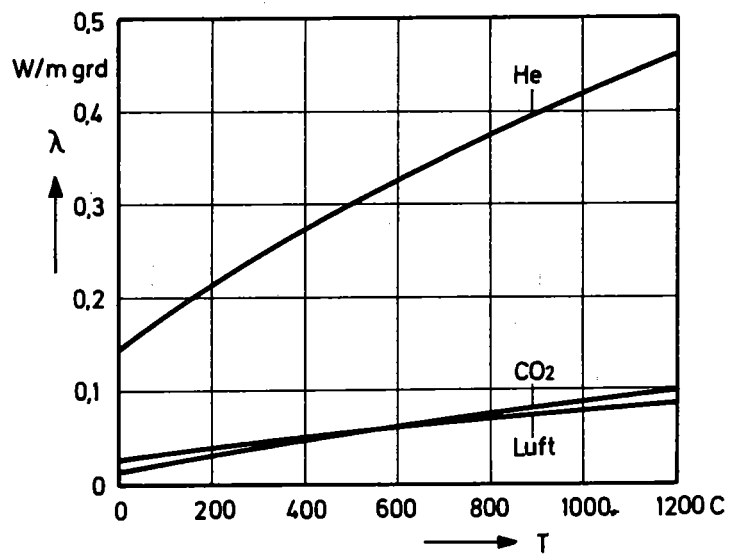


Tabelle 1

Gasart	He	CO ₂	Luft
A1	0,580	- 0,143	0,808 · 10 ⁻¹
A2	0,498 · 10 ⁻²	0,587 · 10 ⁻²	0,714 · 10 ⁻²
A3	- 1,222 · 10 ⁻⁶	- 0,457 · 10 ⁻⁶	- 0,496 · 10 ⁻⁵
A4	1,852 · 10 ⁻¹⁰	- 0,309 · 10 ⁻⁸	0,250 · 10 ⁻⁸
A5	-	0,174 · 10 ⁻¹¹	- 0,520 · 10 ⁻¹²
B1	0,253 · 10 ⁻¹	- 0,357 · 10 ⁻²	0,163 · 10 ⁻²
B2	0,486 · 10 ⁻³	0,500 · 10 ⁻⁴	0,805 · 10 ⁻⁴
B3	- 0,230 · 10 ⁻⁶	0,701 · 10 ⁻⁷	- 0,433 · 10 ⁻⁷
B4	0,921 · 10 ⁻¹⁰	- 0,661 · 10 ⁻¹⁰	0,195 · 10 ⁻¹⁰
B5	- 0,163 · 10 ⁻¹³	0,189 · 10 ⁻¹³	- 0,339 · 10 ⁻¹⁴

Die Stoffwerte für Helium wurden aus der Literatur [11] und die Stoffwerte für CO₂ und Luft aus der Literatur [10] entnommen. Sie sind in Abb. 9, 10 und 11 dargestellt.

4.8 Berechnung des Massenstromes im Kreislauf

Zur Ermittlung des Auftriebs wird ein Massenstrom \dot{m} angenommen.

Der Auftrieb Δp_{Atr} wird nach Gl. (17) berechnet.

Nach Gleichung (21) kann man den Druckverlust $\Delta p_{Verl.}$ im Kreislauf berechnen, wenn der Massenstrom bekannt ist. Aufgrund der Gleichungen (26), (27) und (29) kann man für Gleichung (20) auch schreiben:

$$\Delta p_{Verl} = \Delta p_f \cdot \dot{m}^2 \quad (76)$$

Darin ist der Faktor Δp_f (eines Druckverlustfaktors), der aus den oben genannten Gleichungen ermittelt werden kann:

$$\begin{aligned} \Delta p_f = \frac{R}{2 \cdot p} \cdot & \left[\frac{1}{dh_c \cdot F_{str_c}^2} \cdot \frac{11}{n} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \psi_{c,i} (T_{b,c,i} \right. \\ & + \frac{1}{dh_k \cdot F_{str_k}^2 \cdot p} \cdot \frac{12}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} \psi_{k,i} (T_{b,k,i}) \cdot T_{b,k,i} \\ & \left. + \sum_{j=1}^{j=m} \xi_j \frac{F_j}{F_{str_j}^2} \right] \quad (77) \end{aligned}$$

Setzt man Gleichung (76) in Gleichung (1) ein, so erhält man

$$\Delta p_f \cdot \dot{m}^2 = \Delta p_{Atr} \quad (78)$$

Diese Gleichung ist nur durch ein Iterationsverfahren zu lösen, da in Gleichung (78) die Ausdrücke Δp_{Atr} und Δp_f jeweils eine Funktion von \dot{m} sind.

Der angenommene Massenstrom liefert die Ausdrücke Δp_f und Δp_{Atr} . Setzt man diese Werte in die Gleichung (78) ein, erhält man für den Massenstrom in erster Näherung

$$\dot{m}' = \sqrt{\frac{\Delta p_{Atr}}{\Delta p_f}} \quad (79)$$

Um die Gleichung (78) näherungsweise zu erfüllen, wird der errechnete Massenstrom aus der Gleichung (79) mit dem angenommenen Massenstrom verglichen. Aus den beiden Massenströmen wird der relative Fehler ermittelt. Ist dieser relative Fehler größer als die gewünschte Genauigkeit, wird ein neuer Schätzwert \dot{m}_1 wie folgt ermittelt.

$$\dot{m}_1 = \dot{m} - \beta (\dot{m} - \dot{m}')$$

wobei $\beta < 1$ angenommen wird.

Mit diesem neuen Schätzwert wird die Berechnung wiederholt. Diese Iteration wird so lange durchgeführt, bis der relative Fehler innerhalb der gewünschten Genauigkeit von 0,002 liegt.

5. Beschreibung des Programms

Dieses Programm wurde in Fortran IV für die Maschine IBM 360/I 75 geschrieben.

Der Programmablauf wird in Abb. 9 an Hand eines Blockschaltbildes dargestellt.

5.1 Eingabe

1. Datenkarte (Format 3 I 2)

In dieser Karte werden folgende Kennzahlen zur Steuerung des Programmablaufs gelesen:

KOORD	Kennzahl für die Art der Brennelemente
	1 = Kugelförmige Brennelemente
	2 = Prismatische Brennelemente
NGAS	Kennzahl des verwendeten Kühlmediums
	1 = Helium
	2 = CO ₂
	3 = Luft
NKUEL	Kennzahl für die Anordnung des Kühlers
	1 = Rippenkühler im Spannbetonbehälter
	2 = Röhrenkühler außerhalb des Spannbetonbehälter

2. Datenkarte (Format I3, 11 F 7.2/ (3x, 11 F 7.2))

Hier handelt es sich um eine Gruppe von Datenkarten, deren Zahl von der Anzahl der Axialzonen im Core abhängig ist.

LAUFM	Anzahl der Maschenpunkte im Core entspricht n+1
TCAC (LAUF)	Oberflächentemperaturen im Core an den Maschenpunkten im grd. C.

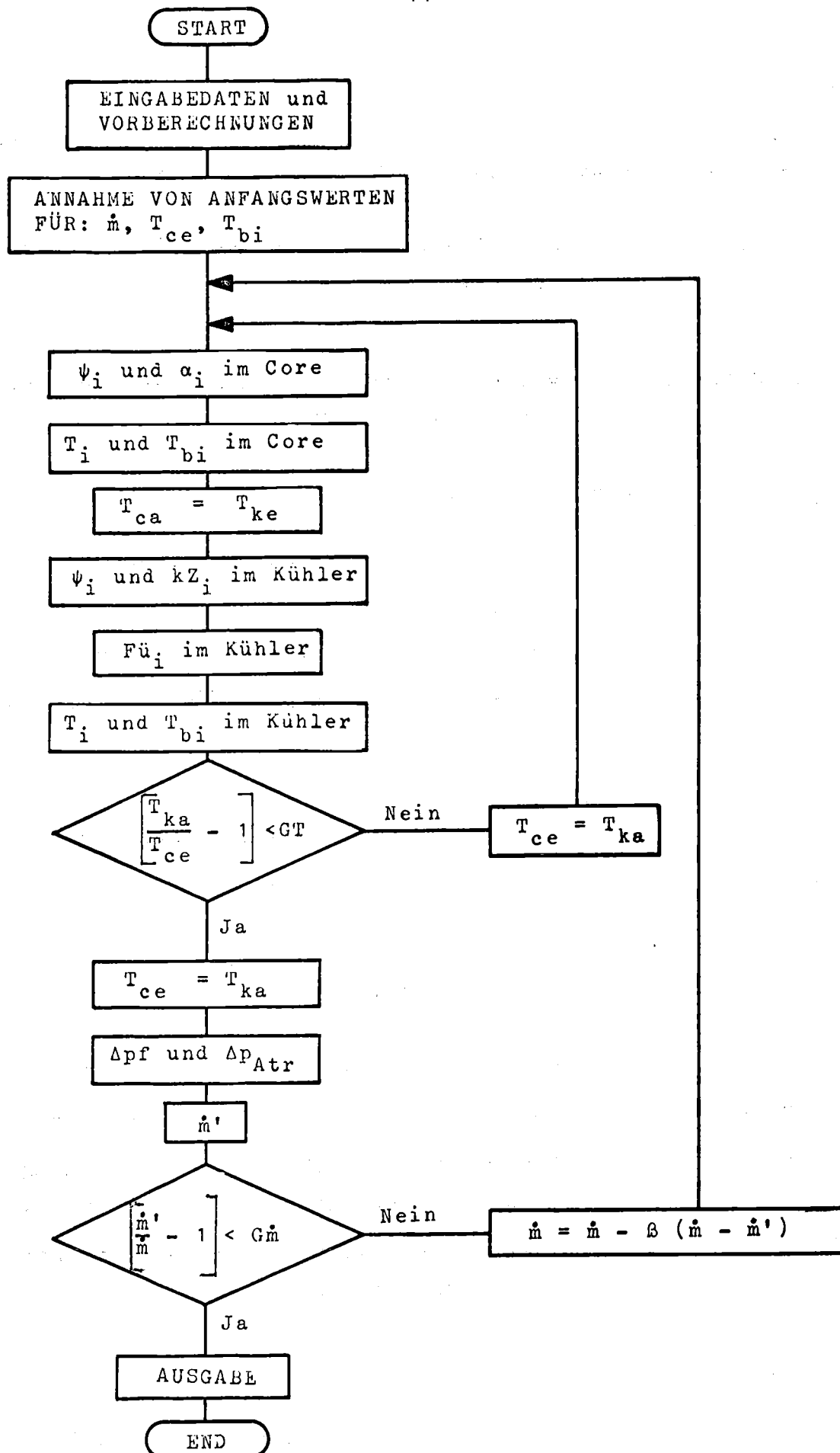


Abb. 9 Blockschaltbild

3. Datenkarte (Format I3, 11 F 7.2/(3x, 11 F 7.2))

Hier handelt es sich um eine Gruppe von Datenkarten, deren Zahl von der Anzahl der Axialzonen im Kühler abhängig ist.

RUNM	Anzahl der Maschenpunkte im Kühler entspricht $k + 1$
TWZC (RUN)	Wassertemperatur im Kühler an den Maschenpunkten in grd. C.

4. Datenkarte (Format 6 F 10.3)

PEMW	Elektrische Leistung des Kraftwerks im MW
To	Austrittstemperatur des Kühlmittels aus dem Core im Normalbetrieb in grd. C.
TR	Eintrittstemperatur des Kühlmittels im Core im Normalbetrieb in grd. C.
ETAE	Elektrischer Wirkungsgrad des Kraftwerks
QMW	mittl. Leistungsdichte im Core in MW/m^3
HZUD	Verhältnis von Core-Höhe zu Core-Durchmesser (12/D)

5. Datenkarte (Format 4 F 10.3)

DK	Durchmesser des Kugelbrennelements
EPSC	Leervolumenfaktor der Kugelschüttung
DHCS	Hydraulischer Durchmesser des Strömungskanals im prismatischen Brennelement.
EPSCS	Leervolumenfaktor im Core bei prismatischem Brennelement

6. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

F	Verhältnis von Kühlerhöhe zur wirksamen Kreislaufhöhe
---	---

H	Wirksame Kreislaufhöhe beim Rippenkühler	m
DL	Linerdurchmesser	m

7. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

S1	Rippenabstand	in m
S2	Rippendicke	in m
S3	Rippenhöhe	in m
des Rippenkühlers		

8. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

DAR	Äußere Rohrdurchmesser	in m
SR	Dicke der Rohrwandung	in m
RTL	Teilungsabstand der Rohre	in m
im Rohrenkühler		

9. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

FFK	Wärmetauscherfläche im Rohrenkühler bezogen auf den Innen-Durchmesser der Rohre	in m ²
FSTK	Strömungsquerschnitt im Rohrenkühler auf der Gasseite	in m ²
HH	Wirksame Kreislaufhöhe beim Rohrenkühler	

10. Datenkarte (Format 2 F 10.2 2 I 2)

ACK	Strömungsquerschnitt der Verbindungsleitung zwischen Core und Kühler	in m ²
AKC	Strömungsquerschnitt der Verbindungsleitung zwischen Kühler und Core	in m ²
NCK	Anzahl der Umlenkungen zwischen Core und Kühler	
NKBR	Anzahl der Umlenkungen zwischen Kühler und Bodenreflektor.	

11. Datenkarte (Format F 10.2, I 2)

EPSBR	Leervolumenfaktor im Bodenreflektor
NBRS	Anzahl der nacheinander umströmten Säulen des Bodenreflektors

12. Datenkarte (Format I2, 4 F 10.2, E 12.3)

IWERKS	Kennzahl für den benutzten Werkstoff des Kühlers
	1 = Stahl
	2 = Kupfer
	3 = Aluminium

Die folgenden Daten geben die Größe der Wärmeübergangszahl im Rippenkühler an; vom Wasser bis zur Gasseite des Liners in

$\frac{W}{m^2 \text{ grd.}}$ bei Verwendung von:

WUZ ST	Stahl
WUZ CU	Kupfer
WUZ AL	Aluminium

als Liner- und Rippenwerkstoff

WUZ RO	Wärmeübergangszahl im Röhrenkühler auf der Wasserseite in $\frac{W}{m^2 \text{ grd}}$
RAU	mittlere Oberflächenrauigkeit in den Strömungskanälen des Kreislaufs in m.

13. Datenkarte (Format 7 F 10.3)

ZETATR	Druckverlustbeiwert für eine Umlenkung im Deckenreflektor
ZETA E	Druckverlustbeiwert für Strömungseinlauf
ZETAT	Druckverlustbeiwert für Strömungstrennung
ZETAV	Druckverlustbeiwert für Vereinigung

ZETAA	Druckverlustbeiwert für Strömungsauslauf
ZETAS	Druckverlustbeiwert für Strömung um Säulen des Bodenreflektors
ZETA BR	Druckverlustbeiwert für eine Umlenkung im Bodenreflektor

14. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

GENPSI	Gewünschte relative Genauigkeit des Ψ Wertes
GENT 1	Gewünschte relative Genauigkeit der Temp.-Werte
GENMST	Gewünschte relative Genauigkeit des Massenstroms

15. Datenkarte (Format 4 I 5)

IT11M	max. zulässige Zahl der Iterationsschleifen zur Berechnung der Gaseintrittstemperatur im Core
ITRM	max. zulässige Zahl der Iterationsschleifen zur Berechnung des Massenstroms
ITRM1	Zahl der Iterationsschleifen beim Übergang von Iterationsfaktor β_1 auf β_2
ITRM2	Zahl der Iterationsschleifen beim Übergang von Iterationsfaktor β_2 auf β_3

16. Datenkarte (Format 3 F 10.3)

SCHRW 1	Iterationsfaktor β_1
SCHRW 2	Iterationsfaktor β_2
SCHRW 3	Iterationsfaktor β_3

17. Datenkarte (Format I3, 11 F 1.2/ (3x, 11 F 1.2))

Hier handelt es sich um eine Gruppe von Datenkarten, deren Zahl von der Anzahl der gewünschten Systemdruckvariationen abhängig ist.

JJ	Zahl der gewünschten Systemdruckvariationen
PBAR (J)	Systemdruck in bar.

5.2 Aufstellung der im Programm verwendeten konstanten Größen

Prandtl-Zahl Pr:

Helium	0,666
CO ₂	0,800
Luft	0,720

Gaskonstante R:

Helium	2078,0	$\frac{WS}{Kg. \text{ grd.}}$
CO ₂	190,5	"
Luft	280,0	"

Wärmeleitzahlen λ :

Stahl	52,5	$\frac{W}{m \text{ grd.}}$
Kupfer	327,0	"
Aluminium	209,0	"

6. Beispiele für die Nachwärmeabfuhr aus dem Core durch Naturkonvektion

6.1 Aufstellung der zur Berechnung konstant angenommenen Werte

Core:

Der Aufbau des Cores wird auf Grund der Bedingungen während des Normalbetriebs des Reaktors festgelegt. Es wurden für die folgenden Berechnungen für kugelförmige Brennelemente beide Kühlanordnungen und für prismatische Brennelemente nur die Kühlanordnung mit Rippenkühler zugrunde gelegt. Die Auslegungsdaten dieser Anordnungen während des Normalbetriebs lauten wie folgt:

Elektrische Leistung	$P_e = 600 \text{ MW}$
Elektrischer Wirkungsgrad	$\eta_e = 0,44$
Gaseintrittstemperatur im Core	$T_{ce} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$
Gasaustrittstemperatur aus dem Core	$T_{ca} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$
Massenstrom im Core	$\dot{m} = 657 \text{ Kg/s}$
mittl. Leistungsdichte im Core	$q = 6 \text{ MW/m}^3$
Verhältnis von Core-Höhe zu Durchmesser	$\gamma = 0,8$

Kugelförmige Brennelemente

$$d_k = 0,06 \text{ m}$$

$$\epsilon_{ku} = 0,39$$

Prismatische Brennelemente

$$d_s = 0,015 \text{ m}$$

$$\epsilon_{st} = 0,2$$

Für alle Berechnungen wird das Core in 20 gleichgroßen Axialzonen aufgeteilt. Die Zählrichtung der Axialzonen erfolgt von unten nach oben, d.h. in Strömungsrichtung des Kühlmittels während der Naturkonvektion im Core.

Die Oberflächentemperaturen an den 21 Maschenpunkten im Normalbetrieb für die weiteren Berechnungsschritte sind nach [12] ermittelt und in Tabelle 2 für die kugelförmigen und prismatischen Brennelemente dargelegt.

Als Kühlmittel wurde Helium benutzt. Andere Kühlmittel (CO_2 , Luft) dienen zum Vergleich mit Helium (6.5). Für prismatische Brennelemente wurde nur der Fall mit Helium u. Rippenkühler durchgerechnet, für kugelförmige Brennelemente alle Fälle.

Tabelle 2:

Nr. der Axialzone	Brennelement-Typ	
	kugelförmige	prismatische
1	880,19	900,82
2	855,68	883,89
3	842,91	874,82
4	828,09	863,37
5	811,38	849,66
6	792,97	833,83
7	773,04	816,06
8	751,82	796,54
9	729,51	775,46
10	706,36	753,06
11	682,62	729,56
12	658,53	705,23
13	634,35	680,31
14	610,34	655,07
15	586,75	629,77
16	563,82	604,69
17	541,81	580,09
18	520,95	556,23
19	501,45	533,36
20	483,51	511,72
21	466,42	490,76

Kühler:

Rippenkühler

Beim Rippenkühler wurden die geometrischen Abmessungen der Rippen variiert, die geometrischen Abmessungen der Halbrohre auf der Wasserseite und die Linderdicke jedoch konstant gehalten.

Folgende Werte wurden gewählt:

Wirksame Kreislaufhöhe	H	=	9,0	m
Liner-Durchmesser	DL	=	10,2	m
Liner-Dicke	sl	=	0,020	m
Halbrohr-Radius	rh	=	0,027	m
Wanddicke des Halbrohres	srh	=	0,006	m
Abstand zweier Halbrohre	sah	=	0,080	m

Röhrenkühler

Der aus Stahl bestehende Röhrenkühler wurde zum Vergleich mit dem Rippenkühler herangezogen.

Wirksame Kreislaufhöhe	H	=	25	m
Wärmeübertragungsfläche	Fü	=	1600	m ²
Strömungsfläche	Fstr	=	4	m ²
Äußerer Durchmesser der Kühlrohre	Da	=	0,0172	m
Rohr-Wanddicke	sr	=	0,0018	m
Kühlrohr-Abstand	sar	=	0,0220	m

Die mittlere Wassertemperatur im Rippenkühler bzw. im Röhrenkühler über der Länge wurde als konstant mit dem Wert 20°C angenommen. Die Variation der Wassertemperatur zwischen 15°C und 30°C ergab keinen nennenswerten Unterschied für die Nachwärmeabfuhr.

Die Wärmedurchgangszahl von der gasseitigen Oberfläche des Liners bis ins Kühlwasser $k_{z_{Lo, Ws}}$ wurde auf Grund der oben angegebenen geometrischen Daten und einer Wassergeschwindigkeit in den Halbrohren des Rippenkühlers von 1 m/s für die folgenden Werkstoffe nach Abschnitt 4.6.3.1 ermittelt.

Kühlerwerkstoff	Stahl	Kupfer	Aluminium
$kz_{Lo, Ws} \left[\frac{W}{m^2 \cdot \text{grd}} \right]$	1400	3320	2940

Für den Röhrenkühler wurde die Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite α_{Ws} für eine Wassergeschwindigkeit von 0,5 m/s ermittelt.

$$\alpha_{Ws} = 3700 \left[\frac{W}{m^2 \cdot \text{grd}} \right]$$

Verbindungsleitungen

Der Strömungsquerschnitt in den Verbindungsleitungen zwischen Coreaustritt und Kühlereintritt bzw. Kühleraustritt und Coreintritt wurde beim Rippenkühler mit 10 m^2 und beim Röhrenkühler mit 3 m^2 angenommen.

Die Anzahl der Umlenkungen in der Verbindungsleitung vom Coreaustritt zum Kühlereintritt wurde mit 6 und die Anzahl der Umlenkungen in der Leitung vom Kühleraustritt zum Bodenreflektor mit 5 angenommen.

Bodenreflektor:

Die Anzahl der nacheinander umströmten Säulen des Bodenreflektors ist 8 und der Lückenvolumenfaktor des Bodenreflektors beträgt 0,39. Weiterhin wurde für die Strömung im Bodenreflektor eine zweimalige Trennung bzw. Vereinigung vorgesehen. Diese Annahmen für den Bodenreflektor gelten nur für den Fall kugelförmiger Brennelemente, da nur bei der Kugelschüttung diese Form des Bodenreflektors erforderlich ist.

(Bei den prismatischen Brennelementen ist keine besondere Konstruktion des Bodenreflektors erforderlich, weil hier ein definiertes Kühlkanalsystem im gesamten Core vorhanden ist)

Folgende Druckverlustbeiwerte wurden angenommen:

Druckverlustbeiwert für eine Umlenkung im Deckenreflektor	= 1,2
Druckverlustbeiwert für eine Umlenkung im Bodenreflektor	= 1,2
Druckverlustbeiwert für Strömungseinlauf	= 0,4
Druckverlustbeiwert für Strömungsauslauf	= 0,6
Druckverlustbeiwert für Strömungstrennung	= 2,8
Druckverlustbeiwert für Strömungsvereinigung	= 1,6
Druckverlustbeiwert für die Strömung um Säulen des Bodenreflektors	= 0,3

6.2 Optimierung des Rippenkühlers

Um eine optimale Auslegung des Rippenkühlers zu erzielen, wurden nur die Abmessungen der Stahl-Rippen variiert. Dabei soll das Verhältnis der abgeführten Nachwärme pro Zeiteinheit \dot{Q} zur thermischen Leistung des Cores bei Normalbetrieb \dot{Q}_{th} ein Maximum erreichen. Der System-Druck, bei dem die Nachwärme abgeführt wird, wurde als Parameter gewählt.

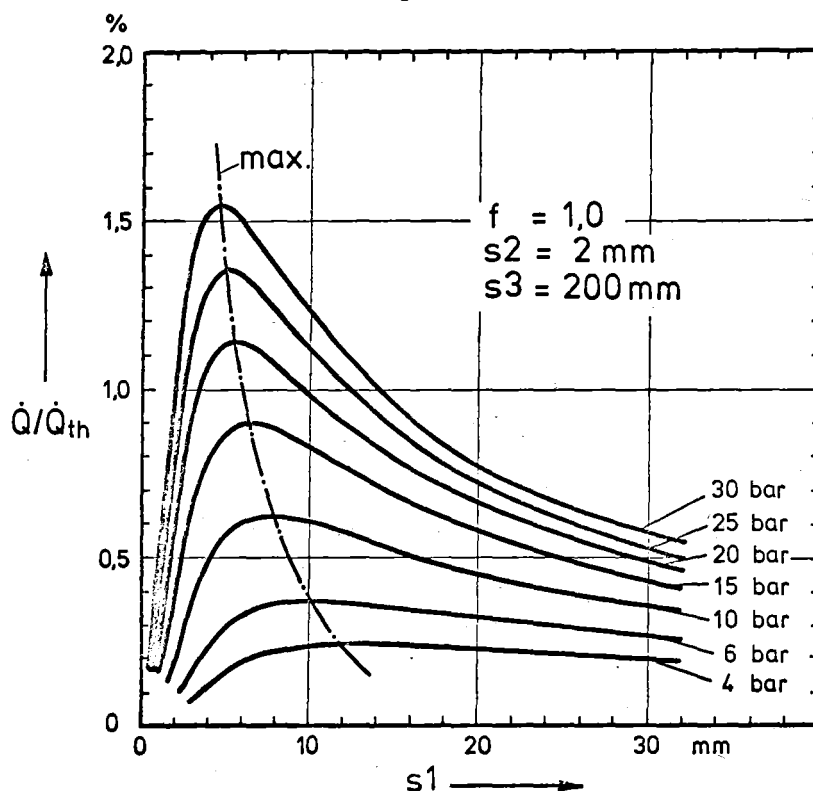


Abb. 10 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit vom Rippen-Abstand

In den Abbildungen 10, 11, 12 und 13 ist das Verhältnis \dot{Q}/\dot{Q}_{th} jeweils als Funktion von dem Rippen-Abstand s_1 , von der Rippen-Dicke s_2 , von der Rippen-Höhe s_3 und von dem Verhältnis f der Kühlerhöhe (Rippenlänge) zur wirksamen Kreislaufhöhe dargestellt.

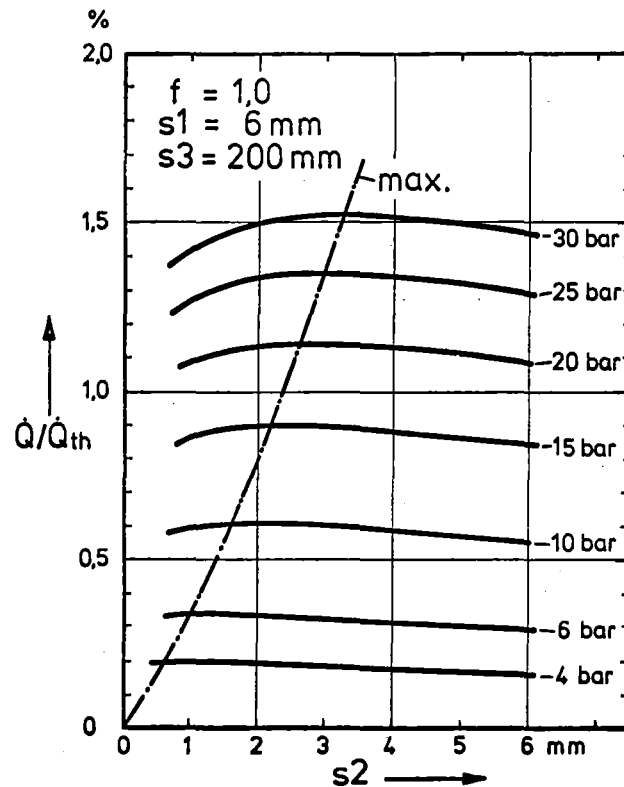


Abb. 11 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit von Rippen-Dicke

Aus der Abb. 10 ist zu entnehmen, daß die optimalen Werte für den Abstand zwischen zwei Rippen s_1 (für \dot{Q}/\dot{Q}_{th} max) vom Druck abhängen. Bei kleinen Rippen-Abständen s_1 überwiegen die Druckverluste, so daß sich wegen der Naturkonvektion ein kleinerer Massenstrom und also ein kleinerer Wert \dot{Q}/\dot{Q}_{th} ergibt. Bei größeren Werten von s_1 ergibt sich eine kleinere Anzahl von Rippen, so daß auch hier \dot{Q}/\dot{Q}_{th} kleiner wird. Die in Abb. 10 konstant gehaltenen Parametern f , s_2 und s_3 sind im Hinblick auf die Abmessungen des Rippenkühlers optimale Werte, die aus einer Vielzahl von Rechnungen ausgesucht wurden. Dies ist aus Abb. 11, 12, und 13 zu ersehen.

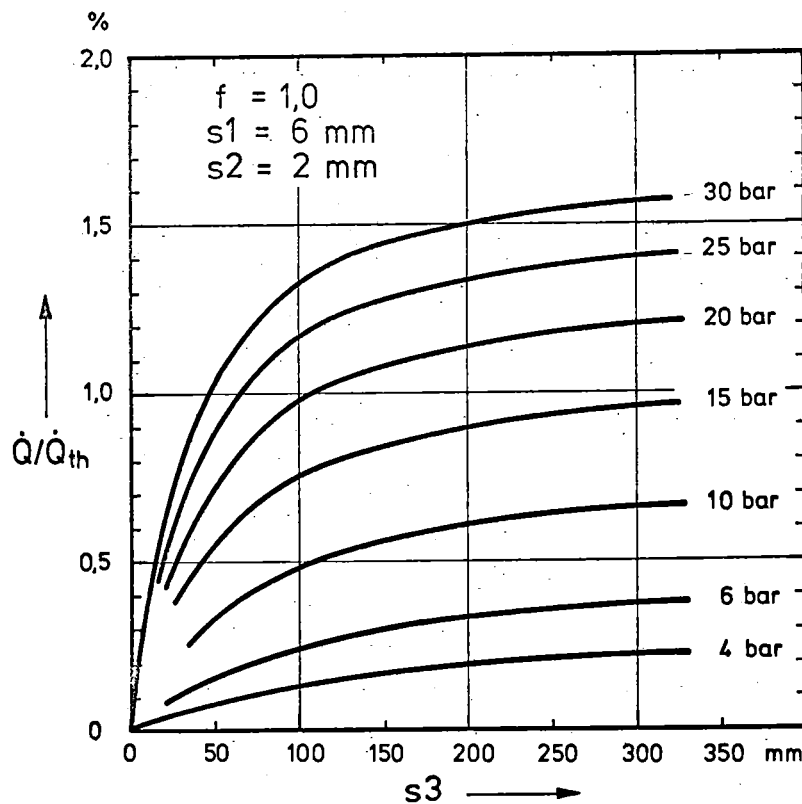


Abb. 12 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit von Rippen-Höhe

Unter der Annahme, daß $\dot{Q}/\dot{Q}_{th} \geq 1\%$ sein soll (dieser Wert wird für die Nachwärmeabfuhr für ausreichend gehalten) ergibt sich aus Abb. 10, daß $s_1 = 6$ mm optimal ist. Der dabei nötige System-Druck liegt zwischen 15 und 20 bar. Mit diesem optimalen Wert $s_1 = 6$ mm sind in der Abb. 11, 12 und 13 Variationen von s_2 , s_3 und f aufgetragen. Daraus ist zu ersehen, daß die Werte $s_1 = 6$ mm, $s_2 = 2$ mm, $s_3 = 200$ mm und $f = 1,0$ optimale Verhältnisse des Rippenkühlers im interessierenden Bereich beschreiben. Der Einfluß von s_2 , s_3 und f ist gering.

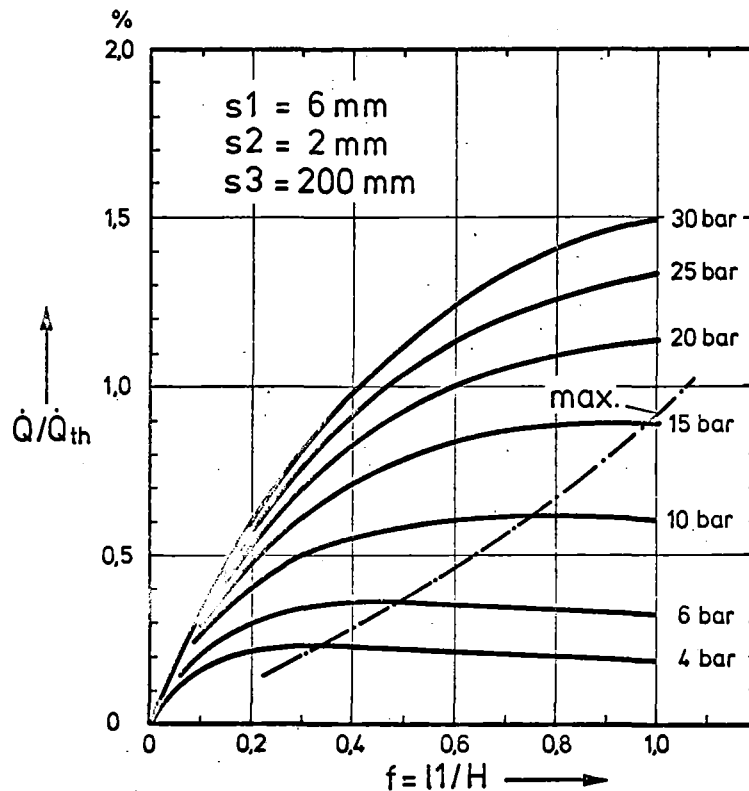


Abb. 13 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit von Kühlerhöhe

6.3 Vergleich verschiedener Kühleranordnungen

In Abbildung 14 ist die Kühlwirkung (\dot{Q}/\dot{Q}_{th}) des optimierten Rippen- und Röhrenkühlers über dem Gasdruck dargestellt.⁺⁾ Die Gegenüberstellung zeigt deutliche Vorteile der Röhrenkühleranordnung im gesamten Bereich für die Nachwärmeabfuhr. Dieser Vorteil ist nur möglich, weil bei der Anordnung des Röhrenkühlers außerhalb des Spannbetonbehälters die effektive Kreislaufhöhe wesentlich größer sein kann.

⁺⁾ Die innere Geometrie des R. Kühlers wurde hier nicht optimiert.

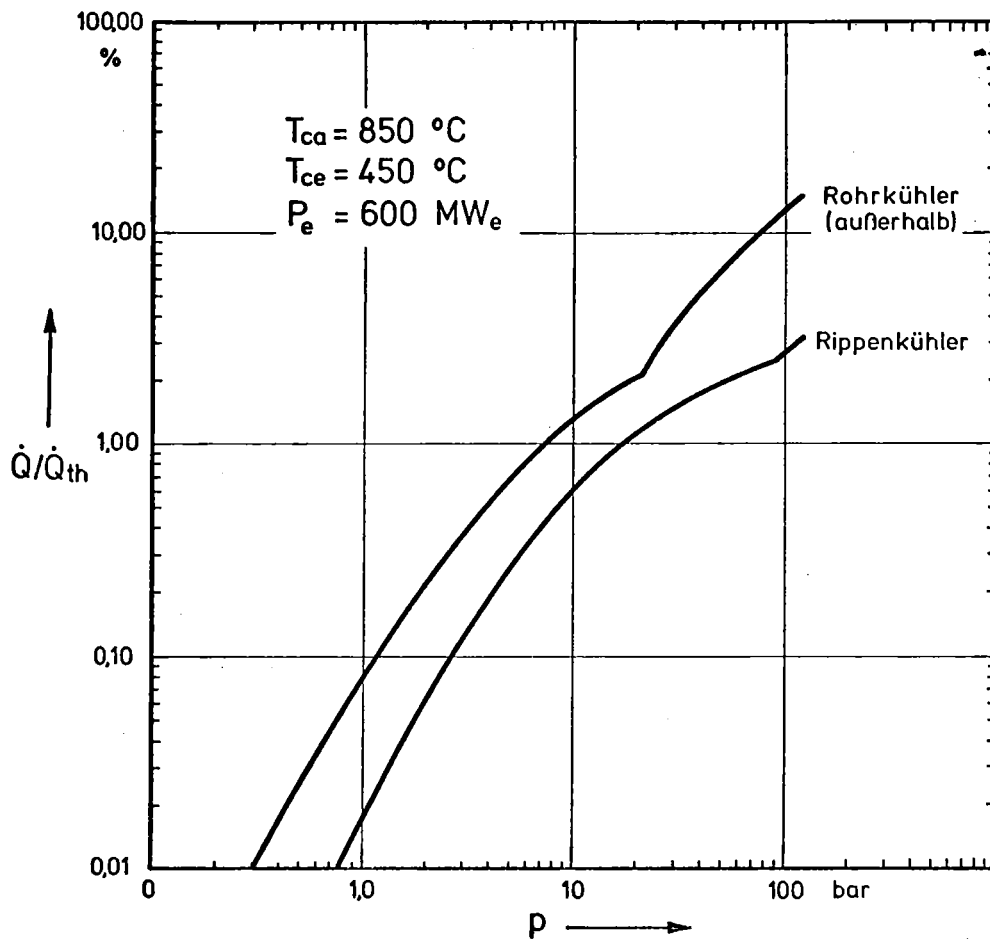


Abb. 14 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit vom Systemdruck bei verschiedenen Kühleranordnungen.

Die wirksame Kreislaufhöhe des Rippenkühlers im Inneren des Spannbetonbehälters wird durch die innere Abmessung des Behälters begrenzt.

Abbildung 15 zeigt den Verlauf der maximalen Wandtemperatur beim Rippen- und Röhrenkühler in Abhängigkeit vom Druck. Es ist zu ersehen, daß der Temperaturunterschied $T - T_{ws}$ nicht sehr groß ist, so daß keine großen Wärmespannungen in der Kühlerwand bzw. im Liner zu erwarten sind.

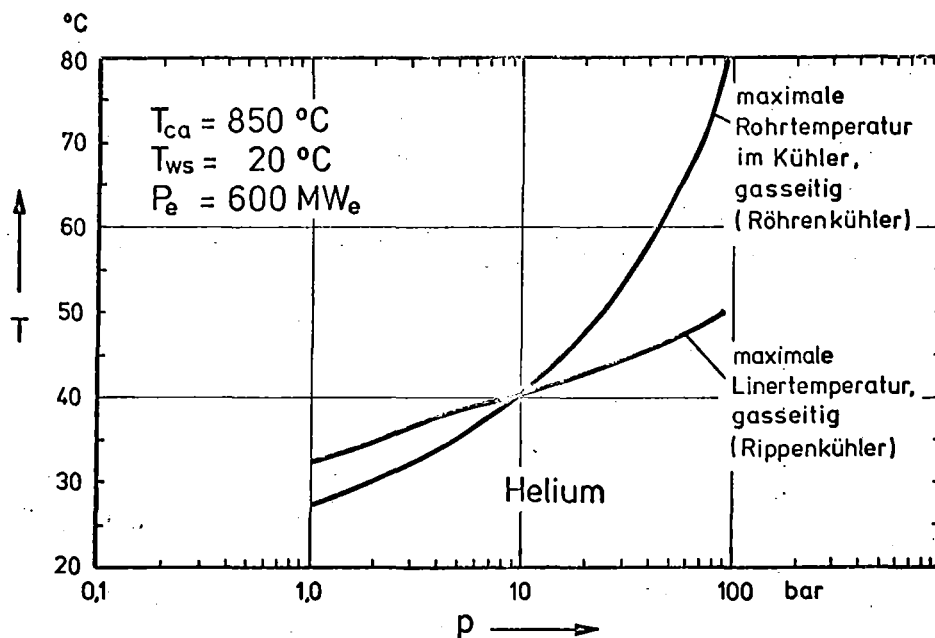


Abb. 15 Maximale Oberflächentemperatur bei verschiedenen Kühleranordnungen in Abhängigkeit vom Systemdruck.

6.4 Einfluß verschiedener Brennelementtypen

Abbildung 16 zeigt den Vergleich der Nachwärmeabfuhr bei der Benutzung von kugelförmigen- und stabförmigen Brennelementen. Der Unterschied ist nicht sehr groß obwohl die Wärmeübertragungsflächen und Druckverluste im Core bei beiden Brennelementtypen unterschiedlich sind. Bei niedrigen Drücken ist das Verhältnis \dot{Q}/\dot{Q}_{th} für stabförmige Brennelemente kleiner, da sich hier ein größerer Einfluß der Anlaufstrecke bemerkbar macht, wobei große Druckverluste entstehen. Bei höheren Drücken dagegen, d.h. bei turbulenter Strömung im Core, sind die Druckverluste im Kugelhaufen größer und somit das Verhältnis \dot{Q}/\dot{Q}_{th} kleiner.

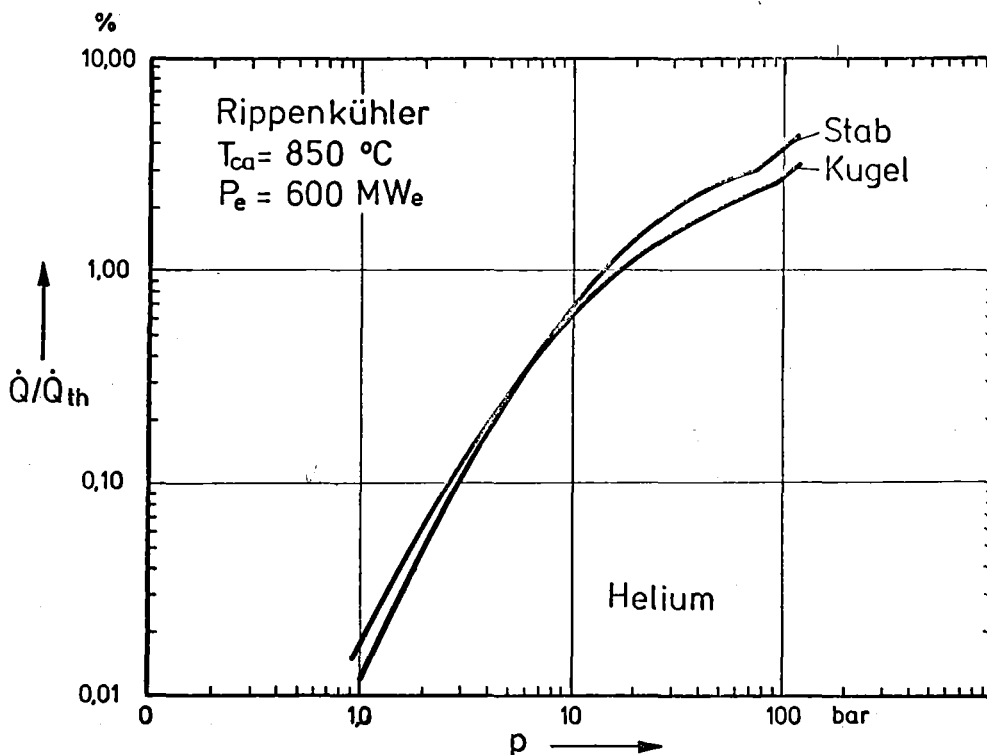


Abb. 16 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit vom Systemdruck bei verschiedenen Brennelementtypen.

6.5 Anwendung verschiedener Kühlmittel für die Nachwärmeabfuhr

Es wurde die Möglichkeit einer Anwendung verschiedener Kühlmittel für die Nachwärmeabfuhr aus dem Core untersucht. Wie aus der Abbildung 17 zu ersehen ist, ist die abführbare Nachwärme mit CO_2 bei allen Systemdrücken erheblich größer als mit Helium. Dieser Unterschied ergibt sich durch das höhere Molekulargewicht von CO_2 , wodurch der Gasstrom im Kreislauf durch die Naturkonvektion trotz höherer Druckverluste größer wird. Der Vergleich mit Luft ist nur für den Fall in Betracht gezogen, wenn bei einer Katastrophe Luft in das Core eindringt.

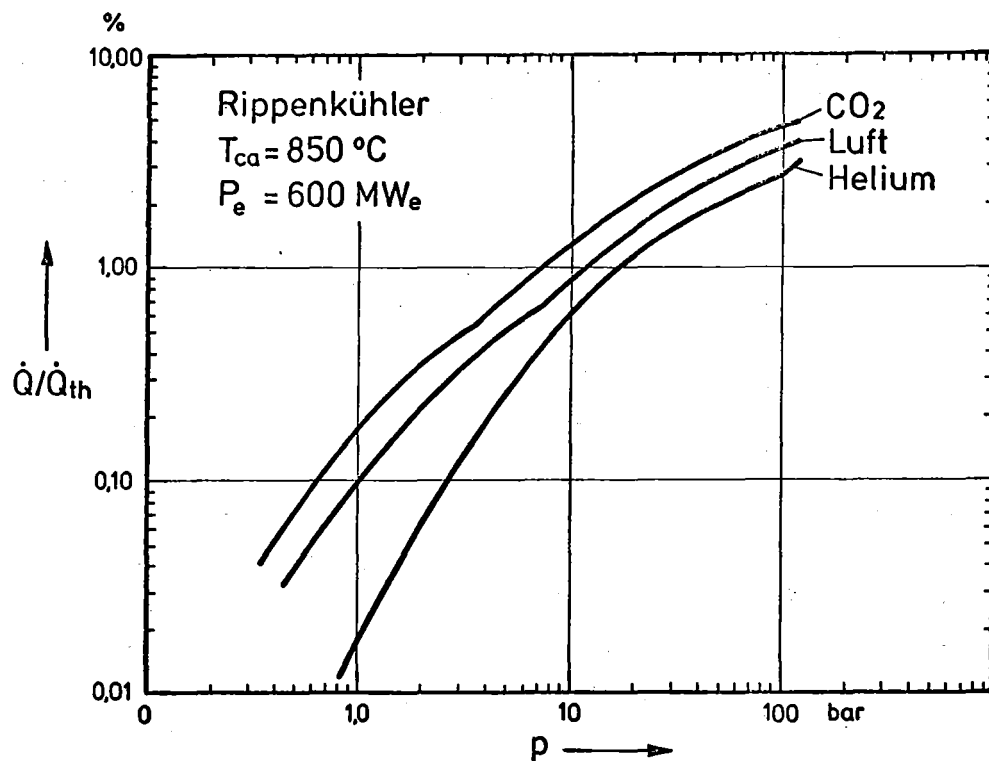


Abb. 17 Abzuführende Nachwärme in Abhängigkeit vom Systemdruck bei der Verwendung verschiedener Kühlmittel.

7. Zusammenfassung

Es wurde ein Computerprogramm NAKOSTA (Naturkonvektion im stationären Zustand) erstellt, mit dem es möglich ist, die Wärmeabfuhr durch Naturkonvektion bei gegebenem Oberflächentemperaturverlauf entlang eines definierten, geschlossenen Kreislaufs zu berechnen. Dieser Kreislauf besteht im wesentlichen aus einem wärmezuführenden- und einem wärmeabführenden Teil. Diese beiden Hauptteile werden in mehrere Axialzonen aufgeteilt, um die örtlichen Kühlmitteltemperaturen bei gegebenem Massenstrom unter Berücksichtigung der jeweiligen Wärmeübergangs- bzw. Wärmedurchgangszahlen möglichst genau zu ermitteln. Gleichzeitig werden die örtlichen Druckverlustbeiwerte und damit die örtlichen Druckverlustfaktoren berechnet. Durch ein Iterationsverfahren werden der Auftrieb und der Druckverlust entlang des Kreislaufs und der dazugehörige Massenstrom ermittelt und weiterhin die abführbare Wärmemenge pro Zeiteinheit bestimmt.

In einigen Beispielen werden verschiedene Kühleranordnungen und Gase (He, Luft, CO_2) in ihrer Auswirkung auf die bei verschiedenen Systemdrücken abführbare Wärmemengen gezeigt. Daraus ist zu entnehmen, daß mit CO_2 bei Systemdrücken zwischen 10 und 20 bar und bei Verwendung eines optimierten Rippenkühlers ein Nachwärmebetrag von über 1 % der thermischen Leistung des Cores bei Normalbetrieb abgeführt werden kann. Der gleiche Nachwärmebetrag kann bei diesen Drücken mit einem Röhrenkühler unter Verwendung von Helium ebenfalls abgeführt werden. Bei Verwendung verschiedener Brennelementtypen im Core zeigte sich jedoch kein großer Unterschied bei der Nachwärmeabfuhr.

Bemerkung der Autoren: Wir bedanken uns an dieser Stelle bei Herrn Dr. S. Förster am Institut für Reaktorentwicklung für die mit ihm geführten Diskussionen über diese Arbeit.

8. Literaturverzeichnis

- [1] Dubbels Taschenbuch

- [2] R. Jeschar Wärmeübergang in Mehrkornschüttungen
 aus Kugeln
 Archiv für das Eisenhüttenwesen,
 Heft 6, Juni 1964

- [3] R. Jeschar Druckverlust in Mehrkornschüttungen
 aus Kugeln
 Archiv für das Eisenhüttenwesen,
 Heft 2, Feb. 1964

- [4] J. Heil,
 K.U. Schneider,
 J. Singh Zusammenstellung von Gleichungen für
 den Druckverlust und den Wärmeübergang
 für Strömungen in Kugelschüttungen und
 prismatischen Kanälen
 Interner Bericht IRE/I-20, Okt. 1969
 (unveröffentlicht)

- [5] C.F. Bonilla Nuclear Engineering Handbook
 McGraw Hill 58, S. 9-50

- [6] K. Stephan Chem. Ing. Technik 1959, s. 773

- [7] W. Kaufmann Technische Hydro- und Aeromechanik
 Springer Verlag 1963, S. 81

- [8] C.F. Colebrock J. Intn. Civ. Engrs. London
 Bd. 11, 1938/39, S. 133

- [9] W. Nunner VDI-Forschungsheft 455, 1956

- [10] VDI-Wärmeatlas

- [11] R. Harth,
 K. Hammeke Thermodynamische Stoffwerte von HELIUM
 JÜL-666-RB, 1970

- [12] J. Singh Bericht in Vorbereitung

9. Anhang (Programm-Liste)


```

C      NAKCSTA
      INTEGER ITM1(50),RUN,RUNM,ITK1(50)
      REAL      L1,L2,MST,MST1,NUCL,NUCL1,NUCT,NUK,NUKL,NUKT,NUKTR
2,TCAC(50),NUCAL(50),NUCALT(50),TM(50),TK(50),TAC(50),TKGC(50)
3,TKG(50),TWZ(50),NUKAL(50),NUKALT(50),TWZC(50),MSTA,TAM(50),TKGM(5
4 0),PBAR(48),NUC,TCA(50),TA(50)
488  FORMAT(I3,11F7.2/(3X,11F7.2))
498  FORMAT(I3,11F7.2/(3X,11F7.2))
499  FORMAT(3F7.3)
508  FORMAT(4I4)
500  FORMAT(3I2)
501  FORMAT(7F10.3)
503  FORMAT(2F10.2,2I2)
504  FORMAT(F10.2,I2)
505  FORMAT(I2,5F10.2)
507  FORMAT(3F10.2,2I3)
509  FORMAT(I2/12F6.1/12F6.1/12F6.1/11F6.1)
510  FORMAT(3F10.4)
      READ (5,500)KOCRD,NGAS,NKUEHL
      READ (5,488)LAUFM,(TCAC(LAUF),LAUF=1,LAUFM)
      READ (5,498)RUNM,(TWZC(RUN),RUN=1,RUNM)
      READ (5,501)PEMW,TO,TR,ETA E,QMW,HZUD
      READ (5,501)DK,EPSC K,DHC S,EPSC S
      READ (5,501)F,H,DL
      READ (5,501)S1,S2,S3
      READ (5,501)DAR,SR,RTL
      READ (5,501)FFK,FSTK,HH
      READ (5,503)ACK,AKC,NCK,NKBR
      READ (5,504)EPS BR,NBR5
      READ (5,505)IWERKS,WUZ ST,WUZCU,WUZAL,WUZ RO,RAU
      READ (5,501) ZETA TR,ZETA E,ZETA T,ZETA V,ZETA A,ZETA S,ZETA BR
      READ (5,499)GENPSI,GENT1,GENMST
      READ (5,508)IT11M,ITRM,ITRM1,ITRM2
      READ (5,507)SCHRW1,SCHRW2,SCHRW3
      READ (5,509)JJ,(P BAR(J),J=1,JJ)
      WRITE(6,500)KOCRD,NGAS,NKUEHL
      WRITE(6,488)LAUFM,(TCAC(LAUF),LAUF=1,LAUFM)
      WRITE(6,498)RUNM,(TWZC(RUN),RUN=1,RUNM)
      WRITE(6,501)PEMW,TO,TR,ETA E,QMW,HZUD
      WRITE(6,501)DK,EPSC K,DHC S,EPSC S
      WRITE(6,501)F,H,DL
      WRITE(6,501)S1,S2,S3
      WRITE(6,510)DAR,SR,RTL
      WRITE(6,501)FFK,FSTK,HH
      WRITE(6,503)ACK,AKC,NCK,NKBR
      WRITE(6,504)EPS BR,NBR5
      WRITE(6,505)IWERKS,WUZ ST,WUZCU,WUZAL,WUZ RO,RAU
      WRITE(6,501) ZETA TR,ZETA E,ZETA T,ZETA V,ZETA A,ZETA S,ZETA BR
      WRITE(6,499)GENPSI,GENT1,GENMST
      WRITE(6,508)IT11M,ITRM,ITRM1,ITRM2
      WRITE(6,507)SCHRW1,SCHRW2,SCHRW3
      WRITE(6,509)JJ,(P BAR(J),J=1,JJ)
      GO TO (1140,1141,1142),NGAS
1140  R HE      =2.078E3
      PR HE      =0.666
      CP HE      =5193.0
      GO TO 1143
1141  R HE      =190.5
      CP HE      =1100.
      PR HE      =0.8
      GO TO 1143
1142  R HE      =280.
      CP HE      =1020.
      PR HE      =0.72
1143  RC GR      =1733.0

```

II

```

WLZ ST=52.5
WLZ CU=327.0
WLZ AL=209.0
GO TO (600,601),NKUEHL
601 DHK=DAR-2.*SR
WUZWST=1./(1./WUZRO*DHK/DAR+DHK/52.5*ALOG(DAR/DHK))
600 RUNM=LAUFM
DO 14 LAUF=1,LAUFM
TCA(LAUF)=TCAC(LAUF)+273.
14 TM(LAUF)=TCA(LAUF)
DO 16 RUN=1,RUNM
TWZ(RUN)=TWZC(RUN)+273.
16 TK(RUN)=TWZ(RUN)
Q=1.E6*Q MW
NUCKL=7.
NUC L =4.36
NUK L=3.65
EME=1.-EPSC K
C SEITE 1
IS=1
WRITE(6,1105)
1105 FORMAT('1',//// 'X',20X,
1NACHWAERMEABFUHR DURCH NATURKONVEKTION IN EINEM GASGEKUEHLTEN HOCH_
2TEMPERATURREAKTOR.' /'X', 20X, '
3FUER VOLLAUFGEBAUTE NATURKONVEKTION UNMITTELBAR NACH BEGINN DER NA_
4CHWAERMEPRODUKTION.'////////)
GO TO (1106,1107),KOORD
1106 WRITE(6,1108)
1108 FORMAT('X',35X,'KUGELFOERMIGE BRENNELEMENTE'////)
GO TO 1160
1107 WRITE(6,1109)
1109 FORMAT('X',35X,'PRISMATISCHE BRENNELEMENTE'////)
EPSCK=EPSCS
1160 GO TO (1130,1131,1132),NGAS
1130 WRITE(6,1135)
1135 FORMAT(////'XVERWENDETES KUEHLGAS: HELIUM')
GO TO 1133
1131 WRITE(6,1136)
1136 FORMAT(////'XVERWENDETES KUEHLGAS: CO 2')
GO TO 1133
1132 WRITE(6,1137)
1137 FORMAT(////'XVERWENDETES KUEHLGAS: LUFT')
1133 WRITE(6,90)R HE,WLZ ST,ROGR,PR HE,WLZ CU,CPHE,WLZAL
90 FORMAT(
6 ////'XSTOFFWERTE:'/'XKUEHLGAS',T52,'WAERMELEITZAHLEN',T92,'GRAP
7HIT '/' 'X GASKONSTANTE R =' ,F9.3, ' WS/KG/GRD',T52, 'STAHL_
8 =' ,F9.3, ' W/M/GRD',T92,'DICHTe',13X,'=' ,F9.3, ' KG/M**3'/_
9'X PRANDTL-ZAHL PR=' ,F9.3,T52,'KUPFER =' ,F9.3, ' W/_
CM/GRD ' /'X SPEZIFISC_
1HE WAERME CP=' ,F9.3, ' WS/KG/GRD',T52,'ALUMINIUM =' ,F9.3, ' W/_
2M/GRD')
WRITE(6,91)EPSCK,EPSCS,ZETATR,HZUD,ZETAS,DK,ZETABR,QMW,ZETAe,
1ZETAA, ZETAT, ZETAV
91 FORMAT('X'/////////'X',40X,
1FOLGENDE ANNAHMEN WURDEN GEMACHT: '///
2SPEZ. LUECKENVOLUMEN IM CORE =' ,F9.3, /'+' ,65X, 'X_
3DRUCKVERLUSTBEIWERTE:' /
4 IM BODENREFL. =' ,F9.3 /'+' ,65X, 'X_
5 UMLENKUNG:IM TOP-REFLEKTOR =' ,F9.3 / 'X_
6H ZU D-VERHAELTNIS IM CORE =' ,F9.3, /'+' ,65X, 'X_
7 UM SAEULEN DES BODEN. =' ,F9.3 / 'X_
8KUGELDURCHMESSER =' ,F9.3, ' M /'+' ,65X, 'X_
9 IM BODENREFLEKTOR =' ,F9.3 / 'X_
OLEISTUNGSCICHTE =' ,F9.3, ' MW/M**3'/'+' ,65X, 'X_
1IM EINLAUF =' ,F9.3 / 'X_
* ,9X, ' /'+' ,65X, '

```


III

```

3IM AUSLAUF                                =',F9.3 / 'X.
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
5FUER STROEMUNGSTRENNUNG                  =',F9.3 / 'X.
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
7FUER STROEMUNGSVEREINIGUNG               =',F9.3 )
WRITE(6,92) NCK, NBR5, NKBR, IS
92  FORMAT(                                'X
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
2ANZAHL DER UMLENKUNGEN:                   ' / 'X.
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
4  ZWISCHEN CORE UND KUEHLER              =',I4 / 'X.
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
6  UM SAEULEN DES BODENREFLEKTORS         =',I4 / 'X.
*                                           ',9X,' '//'+',65X, '
8  ZWISCHEN KUEHLER UND BODENREFL.       =',I4,///T131,I3)
C  STROEMUNGSRICHTUNG                      -
  IU=1                                     -
95  CONTINUE                               -
  GO TO (603,604),NKUEHL                  -
603 CONTINUE                               -
C  SEITE 2                                 -
  IS=IS+1                                 -
  WRITE(6,53)                             -
53  FORMAT('1'/////////////////'X',60X,    -
1RIPPENKUEHLER'/////////                'X.
2AM UMFANG DES LINERS WERDEN SENKRECHTE RIPPEN ANGEORDNET.'////////) -
  GO TO(300,301,302),IWERKS              -
300 WRITE(6,400)                          -
400 FORMAT('X RIPPENWERKSTOFF: STAHL'// ) -
  WLZ RI=WLZ ST                           -
  WUZWST=WUZST                            -
  GO TO 303                               -
301 WRITE(6,401)                          -
401 FORMAT('X RIPPENWERKSTOFF: KUPFER'//) -
  WLZRI=WLZ CU                           -
  WUZWST=WUZCU                           -
  GO TO 303                               -
302 WRITE(6,402)                          -
402 FORMAT('X RIPPENWERKSTOFF: ALUMINIUM'//) -
  WLZ RI=WLZ AL                           -
  WUZWST=WUZAL                           -
303 CONTINUE                             -
  WRITE(6,403)S3,S2,S1                    -
403 FORMAT(                                'X.
3  HOEHE DER RIPPE                        =',F9.3,' M // 'X.
4  STAERKE DER RIPPE                     =',F9.3,' M // 'X.
5  RIPPENABSTAND                         =',F9.3,' M ' )
  GO TO 605
604 CONTINUE
  WRITE(6,607)DAR,SR,RTL
607 FORMAT('1'/////////////////'X',60X,    -
1ROEHRENKUEHLER'/////////                'X
2AUF DEM SPANNBETONBEHAELTER WERDEN SENKRECHT STEHENDE KUEHLER ANGE
3ORDNET. DAS HELIUM STROEMT IN DEN ROHREN.' // 'X
4  ROHRDURCHMESSER AUSSEN =',F9.4,' M // 'X
5  WANDSTAERKE            =',F9.4,' M // 'X
6  ROHRABSTAND            =',F9.4,' M ' )
605 WRITE(6,606)RAU,WUZWST
606 FORMAT('X',
6  OBERFLAECHEENRAUHIGKEIT = ',E10.3,' M // 'X
8  WAERMEUEBERGANGSZAHL VON WASSER BIS LINER GASSEITIG =',F9.3,' W/
9M**2/GRD' // 'X
CSTROEMUNGSRICHTUNG WAEHREND DES NORMALBETRIEBES:')
  IF(IU)440,440,450
440 WRITE(6,54)IS
54  FORMAT('X'///'X',55X,'VON UNTEN NACH OBEN'//////////T131,I3).

```

IV

```

GO TO 460
450 WRITE(6,55) IS
55  FORMAT('X'///'X',55X,'VON  OBEN  NACH  UNTEN'//////////T131,13)
460 CONTINUE
    J=1
    T1=TCA(1)
    MST=1.
    MST1=MST
    DMST=0.
C  VARIATION DER LEISTUNG
    PE=PE MW*1.E6
    D=(4.*PE/(ETA E*Q*3.1416*H ZU D))**0.333333
    L2=H ZU D*D
    GO TO (610,611),NKUEHL
610 DHK=2.*S1*S3/(S1+S3)
    NR=(DL-S3)*3.1416/(S1+S2)
    FSTR K=S1*S3*NR
C  VARIATION DER KUEHLERHOEHE L1
    L1=F*H
    GO TO 28
611 NR=4.*FSTK/DHK/DHK/3.1416
    L1=FFK*DHK/4./FSTK
    FSTRK=FSTK
    H=HH
C  VARIATION DES DRUCKES
28  P=P BAR(J)*1.E5
    ITR=0
    IZ AHL=0
3   IT11=0
1   LAUF=1
    TA(LAUF)= T1
    SPSITM=0.
    STROC=0.
    SALPHC=0.
    ITM1S=0
    SREC=0.
    SPSIC=0.
12  ITM1(LAUF)=0
    TC=TCA(LAUF)-TCA(LAUF+1)
    TE=TA(LAUF)-TCA(LAUF)
    GO TO (1110,1111,1112),NGAS
1110 ETA HEC=(0.58+0.49833E-2*TM(LAUF)-1.222E-6*TM(LAUF)**2+1.8518E-10*
    ITM(LAUF)**3)*1.E-5
    WLZ HE C=3.05E-3 *TM(LAUF)**0.6857
    GO TO 2
1111 ETA HEC=(-0.146+0.598E-2*TM(LAUF)-0.466E-6*TM(LAUF)**2-0.315E-8
    1*TM(LAUF)**3+0.177E-11*TM(LAUF)**4)*9.81E-6
    WLZ HE C=2.097E-5*TM(LAUF)**1.17
    GO TO 2
1112 ETA HEC=(0.808+0.714E-1*TM(LAUF)-0.496E-4*TM(LAUF)**2+0.250E-7
    1*TM(LAUF)**3-0.520E-11*TM(LAUF)**4)*1.0E-6
    WLZ HE C= 0.163E-2+0.805E-4*TM(LAUF)-0.433E-7*TM(LAUF)**2
    1+0.195E-10*TM(LAUF)**3-0.339E-14*TM(LAUF)**4
2   GO TO (1100,1101),Koord.
1100 DHC=0.666*EPSC K/EME*DK
    FC=6.*EME*PE/(ETA E *DK*Q)
    FSTR C=3.1416*D**2*EPSC K/4.
    REC=MST*DHC/FSTR C/ETA HE C
    SREC=SREC+REC
    RECM=SREC/LAUF
    NUC T=1.33*EPSC K/EME+(0.666*REC)**0.5+0.005*REC
    IF(NUC T-NUCKL)17,17,18
18  NUC=NUC T
    GO TO 43
17  NUC=NUCKL
43  PSI C=142.22/REC+3.97/REC**0.1

```

```

      GC TO 1102
1101 DHC=DHC S
      FC=3.1416*L2*D**2*EPSCS/DHC
      FSTRC=3.1416*D*D*EPSCS/4.
      REC=MST*DHC/FSTR C/ETA HE C
      SREC=SREC+REC
      RECM=SREC/LAUF
      NUC AL(LAUF)=NUC L+0.0677*(RECM*PR HE/(L2/(LAUFM-1)*LAUF)*DHC)**1.
      133/(1.+0.1*PR HE*(RECM/(L2/(LAUFM-1)*LAUF)*DHC)**0.83)
      IF(1-LAUF)2217,2218,2218
2218 NUC ALT(LAUF)=NUC AL(1)
      GO TO 2243
2217 NUC ALT(LAUF)=NUC AL(LAUF)*LAUF-NUC AL(LAUF-1)*(LAUF-1)
2243 CONTINUE
      PSI C1=64./REC
      PSI C11=PSIC1*NUC ALT(LAUF)/NUCL
      IF(1600.-REC)2001,2017,2017
2001 PSI CG=0.3614*REC**(-0.25)
2002 ALG=ALOG10(2.51/(REC*SQRT(PSI CG)))
      PSI CG1=0.25/(ALG*ALG)
      DPSIG=ABS(PSI CG1/PSI CG-1.)
      PSI CG=PSI CG1
      IF(DPSIG.GT.GENPSI) GO TO 2002
2003 PSI C3=PSI CG
      RAU V=RAU/DHC
2004 AL=ALOG10(2.51/(REC*SQRT(PSI C3))+RAU V/3.71)
      PSI C31=0.25/(AL*AL)
      DPSI=ABS(PSI C31/PSI C3-1.)
      PSI C3=PSI C31
      IF(DPSI.GT.GENPSI) GO TO 2004
2005 IF(8500.-REC)2007,2007,2006
2006 NUC T=0.116*PR HE**0.45*(REC**0.66667-125.)
      GO TO 2008
2007 PHI=1.5*REC**(-1./8.)*PR HE**(-1./6.)
      NUC T=PSI CG/8.*REC*PR HE/(1.+(PR HE-1.)*PHI)
2008 $M=(REC/100.)**(1./8.)
      NUC TR=NUC T*(PSI C3/PSI CG)**(1./$M)
      PSI K2=0.06-474.675/REC**1.237
      IF(PSI C3-PSI K2)2010,2010,2009
2009 PSI C23=PSI K2
      GO TO 2011
2010 PSI C23=PSI C3
2011 IF(PSI C23-PSI C11)2013,2013,2012
2012 PSI C=PSI C23
      GO TO 2014
2013 PSI C=PSI C11
2014 IF(NUC TR-NUC ALT(LAUF))2016,2015,2015
2015 NUC=NUC TR
      GO TO 2018
2016 NUC=NUC ALT(LAUF)
      GO TO 2018
2017 NUC=NUC ALT(LAUF)
      PSI C=PSI C11
2018 CONTINUE
1102 ALFAC=NUC*WLZ HE C/DHC
      H14=MST*CP HE/ALFAC/FC*(LAUFM-1)
      IF(1./H14.GE.100.)GO TO 5
      H15=EXP(-1./H14)
      GO TO 6
5      H15=0.
6      TM1=TCA(LAUF)+(H14*TC-TE)*H14*(H15-1.)-TC*(0.5-H14)
      TM(LAUF)=TM1
      TA(LAUF+1)=TCA(LAUF)-(H14*TC-TE)*H15-TC*(1.-H14)
      TMC=TM(LAUF)-TCA(LAUF)
      IF(TC)46,49,46
49      DTA=TA(LAUF+1)-TA(LAUF)

```

VI

```

      IF(DTA)45,44,45
44    TROC=TCA(LAUF)
      GO TO 47
45    TROC=TCA(LAUF)/((1.-TMC/DTA*ALOG(TA(LAUF+1)/TA(LAUF)))
      GO TO 47
46    TAM(LAUF)=TCA(LAUF)-(H14*TC-TE)*SQRT(H15) -TC*(0.5-H14)
      TROC=6./      (1./TA(LAUF)+4./TAM(LAUF)+1./TA(LAUF+1))
47    CONTINUE
      STROC=STROC+1./TROC
      SPSIC=SPSIC+PSIC
      PSICM=SPSIC/LAUF
      SALPHC=SALPHC+ALFAC
      ALPHMC=SALPHC/LAUF
      PSITM=PSIC*TM(LAUF)
      SPSITM=SPSITM+PSITM
      LAUF=LAUF+1
      IF(LAUFM-LAUF)13,13,12
13    T2=TA(LAUF)
      RUN=1
      TKG(RUN)=T2
      SALPHK=0.
      STROK=0.
      SREK=0.
      SPSIK=0.
      SPSITK=0.
      ITK1S=0
112   ITK1(RUN)=0
      TWK=TWZ(RUN)-TWZ(RUN+1)
      TWG=TKG(RUN)-TWZ(RUN)
      GO TO (1150,1151,1152),NGAS
1150   ETA HEK=(0.58+0.49833E-2*TK(RUN) -1.222E-6*TK(RUN)**2+1.8518E-10*
      1TK(RUN)**3)*1.E-5
      WLZ HE K=3.05E-3*TK(RUN)**0.6857
      GO TO 1153
1151   ETA HEK=(-0.146+0.598E-2*TK(RUN) -0.466E-6*TK(RUN)**2-0.315E-8
      1*TK(RUN)**3+0.177E-11*TK(RUN)**4)*9.81E-6
      WLZ HE K=2.097E-5*TK(RUN)**1.17
      GO TO 1153
1152   ETA HEK=(0.808+0.714E-1*TK(RUN) -0.496E-4*TK(RUN)**2+0.250E-7
      1*TK(RUN)**3-0.520E-11*TK(RUN)**4)*1.0E-6
      WLZ HE K= 0.163E-2+0.805E-4*TK(RUN) -0.433E-7*TK(RUN)**2
      1+0.195E-10*TK(RUN)**3-0.339E-14*TK(RUN)**4
1153   REK=MST*DHK/(ETA HE K*FSTR K)
      SREK=SREK+REK
      REKM=SREK/RUN
      NUK AL(RUN)=NUK L+0.0677*(REKM*PR HE/(L1/(RUNM-1)*RUN)*DPK)
      1**1.33/(1.+0.1*PR HE*(REKM/(L1/(RUNM-1)*RUN)*DHK)**0.83)
      IF(1-RUN)117,118,118
118   NUK ALT(RUN)=NUK AL (1)
      GO TO 143
117   NUK ALT(RUN)=NUK AL(RUN)*RUN-NUK AL(RUN-1)*(RUN-1)
143   CONTINUE
      PSI K1=64./REK
      PSI K11=PSI K1*NUK ALT(RUN)/NUKL
      IF(1600.-REK)1001,1017,1017
1001   PSI KG=0.3164*REK**(-0.25)
1002   ALG=ALOG10(2.51/(REK*SQRT(PSI KG)))
      PSI KG1=0.25/(ALG*ALG)
      DPSIG=ABS(PSI KG1/PSI KG-1.)
      PSI KG=PSI KG1
      IF(DPSIG.GT.GENPSI) GO TO 1002
1003   PSI K3=PSI KG
      RAU V=RAU/DHK
1004   AL=ALOG10(2.51/(REK*SQRT(PSI K3))+RAU V/3.71)
      PSI K31=0.25/(AL*AL)
      DPSI=ABS(PSI K31/PSI K3-1.)

```

VII

```

PSI K3=PSI K31
IF(DPSI.GT.GENPSI) GO TO 1004
1005 IF(8500.-REK)1007,1007,1006
1006 NUK T=0.116*PR HE**0.45*(REK**0.66667-125.)
GO TO 1008
1007 PHI=1.5*REK**(-1./8.)*PR HE**(-1./6.)
NUK T=PSI KG/8.*REK*PR HE/(1.+(PR HE-1.)*PHI)
1008 $M=(REK/100.)**(1./8.)
NUK TR=NUK T*(PSI K3/PSI KG)**(1./$M)
PSI K2=0.06-474.675/REK**1.237
IF(PSI K3-PSI K2)1010,1010,1009
1009 PSI K23=PSI K2
GO TO 1011
1010 PSI K23=PSI K3
1011 IF(PSI K23-PSI K11)1013,1013,1012
1012 PSI K=PSI K23
GO TO 1014
1013 PSI K=PSI K11
1014 IF (NUK TR-NUK ALT(RUN))1016,1015,1015
1015 NUK=NUK TR
GO TO 1018
1016 NUK=NUK ALT(RUN)
GO TO 1018
1017 NUK=NUK ALT(RUN)
PSI K=PSI K11
1018 CONTINUE
ALFAK=NUK*WLZ HE K/DHK
GO TO (612,613),NKUEHL
612 E ZU HM=SQRT(WLZ RI*S2/(2.*ALFAK))/(S3+0.5*S1)
HM=1./E ZU HM
ETA R=E ZU HM*TANH(HM)
FRE Z FW=((S1+2.*S3)*ETA R+S1)/(S1+S2)
FK=(ETA R*(S1+2.*S3)+S1)*NR*L1
WUZK=1./((1./ALFAK+1./WUZ WST*FRE Z FW)
GO TO 614
613 FK=FFK
WUZK=1./((1./ALFAK+1./WUZWST)
614 IF(1-RUN)101,103,103
103 WUZKL=WUZK
101 CONTINUE
H17=MST*CP HE/(WUZK *FK)*(RUNM-1)
IF(1./H17.GE.100.)GO TO 10
H18=EXP(-1./H17)
GO TO 11
10 H18=0.
11 TK1=TWZ(RUN)+(H17*TWK-TWG)*H17*(H18-1.)-TWK*(0.5-H17)
TK(RUN)=TK1
TKG(RUN+1)=TWZ(RUN)-(H17*TWK-TWG)*H18-TWK*(1.-H17)
TMK=TK(RUN)-TWZ(RUN)
IF(TWK)146,149,146
149 DTKG=TKG(RUN+1)-TKG(RUN)
IF(DTKG)145,144,145
144 TROK=TWZ(RUN)
GO TO 147
145 TROK=TWZ(RUN)/(1.-TMK/DTKG*ALOG(TKG(RUN+1)/TKG(RUN)))
GO TO 147
146 TKGM(RUN)=TWZ(RUN)-(H17*TWK-TWG)*SQRT(H18) -TWK*(0.5-H17)
TROK=6./ (1./TKG(RUN)+4./TKGM(RUN)+1./TKG(RUN+1))
147 CONTINUE
STROK=STRCK+1./TROK
SPSIK=SPSIK+PSIK
PSIKM=SPSIK/RUN
SALPHK=SALPHK+ALFAK
ALPHMK=SALPHK/RUN
PSITK=PSIK*TK(RUN)
SPSITK=SPSITK+PSITK

```

VIII

```

      RUN=RUN+1
      IF(RUNM-RUN)113,113,112
113  T11=TKG(RUN)
      DT1=ABS(T11/T1-1.)
      T1=T11
      IT11=IT11+1
      IF(IT11M-IT11)20,19,19
19   IF(DT1.GT.GENT1) GO TO 1
20   CONTINUE
      DVF C=L2/(2*(LAUFM-1)*DHC*FSTR C**2*T1)*SPSITM
      DVF K=L1/(2*(RUNM-1)*DHK*FSTR K**2*T1)*SPSITK
      DVF CK=NCK*ZETA TR/(2.*ACK**2.)/T1*T2
      DVF KC=((ZETA E+2.*ZETA T+2.*ZETA V+NBR*ZETA S+ZETA BR)*8./((EPS
*BR*D*C*3.1416)**2+ZETA BR*NKBR)/(2.*AKC**2)
      DVF=DVF C+DVF K+DVF CK+DVF KC
      H16=((H-L1)+T1*STROK*(L1/(RUNM-1)-L2/(LAUFM-1)*STROC/STROK)-
1   T1/T2*(H-L2))/DVF*9.81
      MSTA=MST
1170  FORMAT(/'X',5E13.5,I10/)
      IF(H16)29,29,30
29   MST=MST/2.
      WRITE(6,1170)MSTA,MST1,MST,DMST,H16,ITR
      GO TO 3
30   MST1=P/R HE/T1*SQRT(H16)
      DMST=MST1/MST-1.
      ITR=ITR+1
      IF(ABS(DMST).LE.GENMST) GO TO 50
      IF(ITRM-ITR)36,32,32
32   IF(ITRM1-ITR)33,35,35
35   MST=MST-SCHRW1*(MST-MST1)
      GO TO 3
33   IF(ITRM2-ITR)34,31,31
31   MST=MST-SCHRW2*(MST-MST1)
      GO TO 3
34   MST=MST-SCHRW3*(MST-MST1)
      GO TO 3
36   WRITE(6,1170)MSTA,MST1,MST,DMST,H16,ITR
50   MST=(MST+MST1)/2.
      QK=MST*(T2-T1)*CP HE
      QS=QK/PE*ETA E*100.
      TLCO=(T2-TWZ(1))*WUZKL/WUZWST+TWZC(1)
      TC1C= TCA(1) -273.
      TC2C= TCA(LAUFM) -273.
      TIC=T1-273.
      T2C=T2-273.
      UFDV=MST**2*RHE*T1/P
      DPC=DVFC*UFDV
      DPC B=DPC/100.
      DPK=DVFK*UFDV
      DPK B=DPK/100.
      DPCK=DVFC*UFDV
      DPCKB=DPCK/100.
      DPKC=DVFK*UFDV
      DPKCB=DPKC/100.
      DPG=DPC+DPK+DPCK+DPKC
      DPG B=DPG/100.
      P UMW=MST/P*RHE*T1*DPG/1000.
C   SEITE 3
41  IF(J-1)48,96,48
96  IS=IS+1
      WRITE(6,56)PE MW ,ETA E ,TO ,TR ,TC1C,TC2C,D,L2,H,L1,NR
56  FORMAT('1'//////
1ELEKTRISCHE LEISTUNG          PE=' ,F9.3,' MW      '      /'X.
2GES. WIRKUNGSGRAD            =' ,F9.3,              // 'X.
3COREAUSTRIITSTEMPERATUR      TO=' ,F9.3,' GRD C'      /'X.
4COREEINTRITSTEMPERATUR       TR=' ,F9.3,' GRD C'      /'X.

```

IX

```

5GRAPHITTEMPERATUR AM COREEINTRITT      =',F9.3,' GRD C'      //'X
6GRAPHITTEMPERATUR AM COREAUSTRITT      =',F9.3,' GRD C'      //'X
7COREDURCHMESSER                        D =',F9.3,' M      '      //'X
8COREHOEHE                              L2=',F9.3,' M      '      //'X
9GROESSTE HOEHENDIFFERENZ IM KREISLAUF  H =',F9.3,' M      '      //'X
CKUEHLERHOEHE                          L1=',F9.3,' M      '      //'X
1ANZAHL DER RIPPEN-BZW ROHRE            NR=',I5' ,          //'X
2DRUCK      P - VARIABEL'                ///////////////'X
3TC(X) = GASTEMPERATUR IM CORE UEBER DER HOEHE X VON X=0 BIS X=L2      //'X
4IN GRAD C'
3TK(X) = GASTEMPERATUR IM KUEHLER UEBER DER HOEHE X VON X=0 BIS X=    //'X
5L1 IN GRAD C'
9TL 0 = LINERTEMPERATUR AUF DER INNENSEITE DES DRUCKGEFAESSES-AN
9DER HEISSESTEN STELLE IN GRAD C'//)
WRITE(6,560)
560 FORMAT('X',
1Q/QTH = VERHAELTNIS DER GESAMTEN ABGEFUEHRTEN WAERMEMENGE ZUR GES
2AMTEN IM NORMALFALL ERZEUGTEN WAERMEMENGE IN %'      //'X
3MST = MASENSTROM IN KG/SEC'      //'X
5FK = WIRKSAME KUEHLERFLAECHE IN M**2      '      '
LAUFM1=LAUFM-1
WRITE(6,70)LAUFM1
70 FORMAT('X' ,
5REK = RE-ZAHL IM KUEHLER (IM MITTEL)'      //'X
5REC = RE-ZAHL IM CORE (IM MITTEL)'      //'X
2ALFA C = ALFA-ZAHL IM CORE IN W/M**2/GRD (IM MITTEL)'      //'X
3ALFA K = ALFA-ZAHL IM KUEHLER IN W/M**2/GRD (IM MITTEL)'      //'X
4WUZK = WAERMEUEBERGANGSZAHL IM KUEHLER IN W/M**2/GRD'      //'X
7PSIK =DRUCKVERLUSTBEIWERT IM KUEHLER (IM MITTEL)'      //'X
8PSIC =DRUCKVERLUSTBEIWERT IM CORE (IM MITTEL)'      //'X
6DP = DRUCKVERLUST ( C-CORE,K-KUEHLER,CK-VON CORE ZU KUEHLER,KC
7-VON KUEHLER ZU CORE ) IN MBAR      '      //'X
8DP GES = GESAMTD RUCKVERLUST IM KREISLAUF IN MBAR      '      //'X
9PU = UMWALZLEISTUNG DER NATURKONVEKTION BEZOGEN AUF DIE TEMPE
ORATUR T1 IN KW'      //'X
5 WERTE VON X:'      //'X
5 X=0 (CORE-EINTRITT); X=IX*L2/' ,I2,' FUER IX=1,I
5X=2,...,IX=9; X=L2 (CORE-AUSTRITT)'      //'X
5 WERTE VON Y:'      //)
MRUNM=RUNM-1
WRITE(6,700)MRUNM,IS
700 FORMAT('X',
5 Y=0 (KUEHLER-EINTRITT); Y=IY*L1/' ,I2,' FUER IY=
51,IY=2,...,IY=9; Y=L1 (KUEHLER-AUSTRITT)'      ///////////////T131,I3/'1')
48 CONTINUE
WRITE (6,399) PBAR(J),QS,MST,TC1C,TC2C,T1C,T2C,TLC0,IT11,ITR
399 FORMAT('O',
1P Q/QTH MST TC1 TC2
2 T1 T2 TLO/' 'X',3F14.4,5F14.3,I10, I5 )
WRITE (6,42 ) RECM,PSICM,ALPHMC,REKM,PSIKM,ALPHMK,WUZK,FK
42 FORMAT('O'
1REC PSIC ALPHAC REK PSIK
2 ALPHAK WUZK FK/' 'X',8E14.4 )
WRITE (6,38 ) DPCB,DPKB,DPCKB,DPKCB,DPGB,PUMW
38 FORMAT ('O',
1DPC DPK DPCK DPKC DPGES
2 PUMW '/' 'X',6F14.4)
DO 200 LAUF=1,LAUFM
TAC(LAUF)=TA(LAUF)-273.
200 CONTINUE
DO 201 RUN=1,RUNM
TKGC(RUN)=TKG(RUN)-273.
201 CONTINUE
WRITE(6,210) (TAC(LAUF),LAUF=1,LAUFM)
210 FORMAT('O','TC (X) '/' 'X',21F6.1)
WRITE (6,211) (TKGC(RUN),RUN=1,RUNM)

```

X

```
211  FORMAT('O','TK (X)'/ 'X',21F6.1/)
      J= J+1
      IF (35-J) 39,28,28
39   CONTINUE
40   STOP
      END
```